

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
CURSO DE ENGENHARIA AUTOMOTIVA

FELIPE RAUBER

ANÁLISE ESTRUTURAL E OTIMIZAÇÃO APLICADA A UMA MANGA DE EIXO DE
UM BAJA SAE

Joinville

2018

FELIPE RAUBER

ANÁLISE ESTRUTURAL E OTIMIZAÇÃO APLICADA A UMA MANGA DE EIXO DE
UM BAJA SAE

Trabalho apresentado como requisito para
obtenção do título de bacharel no Curso de
Graduação em Engenharia Automotiva do
Centro Tecnológico de Joinville da
Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador(a): Dr(a). Sérgio Junichi Idehara

Joinville

2018

FELIPE RAUBER

ANÁLISE ESTRUTURAL E OTIMIZAÇÃO APLICADA A UMA MANGA DE EIXO DE
UM BAJA SAE

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi julgado adequado para obtenção do título de bacharel em Engenharia Automotiva na Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville.

Banca Examinadora:



Dr. Sérgio Junichi Idehara
Orientador
Presidente



Dr. Antônio de Assis Brito Neto
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina



Dr. Marcos Alves Rabelo
Membro
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

O apoio de diversas pessoas foi de grande importância durante a graduação e realização desse trabalho. Diante disso agradeço aos meus familiares, especialmente aos meus pais, Vilmar Goldshmidt Rauber e Rosilei Colpani, por me aconselharem e tornarem esse sonho de me tornar engenheiro possível.

Agradeço ao meu orientador, Sérgio Junichi Idehara, por sua disponibilidade, por ter participado ativamente na realização desse trabalho e oferecer suporte sempre que necessário.

Ao pessoal da equipe Baja CEM, que forneceram a geometria utilizada e dados para a realização dos cálculos.

Agradeço a todos meus amigos que de alguma forma contribuíram na realização desse estudo, em especial ao pessoal do grupo “october do Octavio” que me incentivaram durante esse período.

RESUMO

A melhora na qualidade dos produtos, juntamente com o aumento do desempenho e diminuição dos custos de projeto são temas constantes na indústria automotiva. Diante disso desenvolveram-se diversas técnicas para análise e otimização do projeto de componentes mecânicos, sendo que uma delas é o método de elementos finitos (MEF). Esse trabalho tem como objetivo aplicar o MEF em uma manga de eixo do veículo Baja SAE com o programa comercial *Ansys* e, posteriormente, aplicar a ferramenta de otimização fornecida pelo próprio programa. Analisaram-se as tensões e os fatores de segurança para vida em fadiga do componente e aplicou-se a ferramenta de otimização paramétrica, onde obtiveram-se os valores ótimos para as variáveis em análise. A partir disso, gerou-se uma nova geometria, onde foi possível obter uma redução de 12,7% de massa, mantendo um fator de segurança de 3,45 para vida em fadiga.

Palavras-chave: Método de elementos finitos. Fadiga. Otimização. Manga de eixo.

ABSTRACT

Improvement in the product quality, along with the increase of performance and reduction of design costs are constant themes in the automotive industry, because of this it has been developed several techniques for analysis and optimization in the design of mechanical components, one of them is the method of finite elements (FEM). This work aims to apply the FEM in a steering knuckle of the SAE Baja vehicle using the commercial software *Ansys* and later apply the optimization tool provided by the software. Stresses and safety factors for fatigue life of the component were analyzed and the parametric optimization tool was applied, where the optimum values for the variables under analysis were obtained. From this results, a new geometry was generated, where it was possible to obtain a decrease of 12,7% of mass, maintaining a safety factor of 3,45 for fatigue life.

Keywords: Finite element method. Fatigue. Optimization. steering knuckle.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Veículo da equipe Baja CEM	2
Figura 2: Diferença entre suspensão dependente e independente	4
Figura 3: Suspensão dianteira do veículo baja CEM	5
Figura 4: Sistema do tipo pinhão e cremalheira sem assistência	6
Figura 5: Disco de freio acoplado a uma manga de eixo	7
Figura 6: Local de montagem da manga de eixo.....	8
Figura 7: Geometrias divididas em elementos finitos	8
Figura 8: Carregamentos comumente utilizados	12
Figura 9: Diagrama S-N	14
Figura 10: Metodologia aplicada no trabalho.....	17
Figura 11: Etapas empregadas no MEF	18
Figura 12: Geometria inicial.....	19
Figura 13: Forças atuantes nos pneus.....	20
Figura 14: Esforços atuando durante a frenagem.....	24
Figura 15: Cotas utilizadas como parâmetro	25
Figura 16: Geometria importada no <i>Ansys</i>	26
Figura 17: Propriedades do material inseridas no <i>Ansys</i>	27
Figura 18: Configurações da malha.....	28
Figura 19: Condições de contorno.....	30
Figura 20: Representação dos tipos de CCD.....	31
Figura 21: Configuração do DOE	32
Figura 22: Objetivos da otimização.....	33
Figura 23: Resposta de tensão para a geometria inicial	34
Figura 24: Gráfico de análise de sensibilidade.....	35
Figura 25: Combinação de variáveis de entrada que proporcionam valores máximos e mínimos na saída	36
Figura 26: Resultados obtidos com a otimização	37
Figura 27: Comparação entre a geometria original (esquerda) e a geometria otimizada (direita).....	37
Figura 28: Tensão equivalente de Von Mises na geometria otimizada.....	38
Figura 29: Fator de segurança para fadiga	39
Figura 30: Momento de frenagem aplicado na geometria.....	40

Figura 31: Fator de segurança para fadiga na condição de frenagem	40
Figura 32: Comparação dos resultados de alongamento nas duas geometrias (otimizada à esquerda e inicial à direita)	41

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Valores utilizados para fundamentação de fadiga.....	15
Tabela 2: Valores das variáveis de projeto.....	19
Tabela 3: Parâmetros e suas dimensões iniciais.....	26
Tabela 4: Propriedades do aço SAE 4140.....	27
Tabela 5: Variação da tensão com o refinamento da malha.....	29
Tabela 6: Limites para as variáveis de entrada.....	32
Tabela 7: Comparação entre os valores obtidos com a simulação e a ferramenta de otimização.....	38

LISTA DE SÍMBOLOS

t	Bitola do veículo
h	Altura do CG
CG	Centro de gravidade do veículo
m	Massa do veículo mais piloto
x	Parcela de peso no eixo traseiro
L	Distância entre eixos
F_z	Força atuante no apoio do rolamento
ρ	Raio de curvatura
R_{Ia}	Força de reação no pneu dianteiro esquerdo
R_{Ib}	Força de reação no pneu dianteiro direito
F_{Ia}	Força lateral no pneu dianteiro esquerdo
F_{Ib}	Força lateral no pneu dianteiro direito
F_c	Força centrípeta
G	Força peso
a_c	Aceleração centrípeta
v	Velocidade
μ	Atrito entre o pneu e o solo
F	Força do piloto
d	Distância do ponto de aplicação da força até o ponto de atuação
M	Momento atuante
Q_R	Resistência ao rolamento
Q_I	Resistência à inércia
Q_S	Resistência ao aclone
Q_A	Resistência aerodinâmica
Q_M	Resistência mecânica
f	Coefficiente de atrito de rolamento entre pneu e via
G_p	Força normal sobre o pneu
a_d	Desaceleração do veículo
Q_{RI}	Resistência de rolamento nos pneus dianteiros
Q_{RII}	Resistência de rolamento nos pneus traseiros
F_{FI}	Força de frenagem nos pneus dianteiros

F_{FII}	Força de frenagem nos pneus traseiros
T_F	Torque de frenagem
F_{FI}	Força de frenagem atuando no pneu
σ_{max}	Tensão máxima
σ_{min}	Tensão mínima
σ_a	Tensão alternada
σ_m	Tensão média
S_m	Tensão do material a 10^3 ciclos
S_e	Tensão de limite de vida em fadiga
S_{ut}	Tensão limite de tração do material
S_y	Tensão de escoamento do material
$S_{e'}$	Tensão de limite de fadiga
C_{carreg}	Fator de correção devido ao carregamento
$C_{tamanho}$	Fator de correção devido ao tamanho
C_{superf}	Fator de correção devido à superfície do material
C_{temp}	Fator de correção devido a temperatura
C_{conf}	Fator de correção devido a confiabilidade

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. OBJETIVOS	2
1.1. Objetivo Geral	2
1.2. Objetivos Específicos	3
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	4
2.1. SISTEMA DE SUSPENSÃO	4
2.2. SISTEMA DE DIREÇÃO	5
2.3. SISTEMA DE FREIO	6
2.4. MANGA DE EIXO	7
2.5. O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	8
2.6. PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS (DESIGN OF EXPERIMENTS).....	9
2.7. FADIGA	11
2.7.1. Cargas em fadiga	11
2.7.2. O método tensão vida	13
2.7.3. Critério de falha.....	15
3. METODOLOGIA.....	17
3.1. GEOMETRIA.....	18
3.2. CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	19
3.2.1. Esforço devido ao peso do veículo	19
3.2.2. Esforços laterais.....	20
3.2.3. Esforço da direção	22
3.2.3. Esforços devido à frenagem	22
3.3. CONFIGURAÇÃO NO ANSYS	25
3.5 OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA	29
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	34
4.1. RESULTADO OBTIDO EM CONDIÇÃO ESTÁTICA	34
4.2. RESULTADOS OBTIDOS NO DOE E APLICAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO	35
4.3. RESULTADOS PARA VIDA EM FADIGA DO COMPONENTE OTIMIZADO.....	39
4.4. RESULTADOS DE ALONGAMENTO	41
5 CONCLUSÃO.....	42
5.1 TRABALHOS FUTUROS	43

REFERÊNCIAS44

1. INTRODUÇÃO

Com a constante expansão do mercado automotivo, a necessidade de diminuir o tempo de projeto e aumentar a qualidade dos produtos oferecidos, se torna cada vez mais evidente. Alguns atributos como confiabilidade, desempenho, segurança e custo são imprescindíveis no projeto de um veículo que necessita ser competitivo no mercado.

Diante disso, uma análise mais detalhada dos componentes estruturais dos automóveis torna-se necessária para que se obtenha um nível ótimo desses atributos. Para isso, desenvolvem-se e aprimoram-se diversas ferramentas para auxílio durante o projeto, possibilitando uma análise criteriosa, reduzindo a necessidade da criação de protótipos para testes, diminuindo, assim, custos e garantindo ainda que os níveis necessários dos demais atributos sejam satisfeitos.

Muitas vezes na indústria automotiva, os componentes dos veículos possuem uma geometria complexa, dificultando a análise estrutural de maneira analítica, em vista disso, criaram-se ferramentas computacionais para contornar esse problema. Uma das maneiras de realizar essas análises em componentes estruturais complexos é o método de elementos finitos (MEF).

A manga de eixo de um veículo é um componente estrutural que, geralmente, apresenta geometria complexa e que conecta diversos sistemas do veículo. Portanto, ela é um componente onde a segurança é essencial. Nesse trabalho, realiza-se a análise da manga de eixo do veículo Baja CEM, que é um veículo de competição e é apresentado na Figura 1. Assim sendo, também, há um requisito de desempenho, sendo este o baixo peso. Em vista disso, realiza-se a análise dessa geometria com o programa comercial *Ansys*, que utiliza o MEF, para verificar as características de segurança estrutural e aplicar a ferramenta de otimização implementada no mesmo programa, a fim de melhorar também o desempenho dinâmico do veículo.

Figura 1: Veículo da equipe Baja CEM



Fonte: Pagina da equipe Baja CEM no Facebook (2018)

As etapas para realização dessa análise são a obtenção da geometria em CAD (*Computer Aided Design*), geração da malha de elementos finitos, determinação dos esforços que a peça está submetida e pontos onde a geometria está fixada. Posteriormente, aplicam-se essas condições no programa e geram-se resultados onde se verifica a possibilidade de otimização da geometria. Ao longo do projeto, aplica-se a ferramenta de análise de fadiga para verificar se o uso da peça é seguro em longo prazo.

1.1. OBJETIVOS

Para verificar os atributos de segurança e desempenho da manga de eixo do Baja CEM, propõem-se neste trabalho os seguintes objetivos.

1.1. Objetivo Geral

Realizar o projeto estrutural, estático e dinâmico, da manga de eixo, pertencente ao desenvolvimento de 2018 do Baja CEM, utilizando o MEF.

1.2. Objetivos Específicos

- Determinar as tensões que a peça é submetida, bem como o fator de segurança para carregamentos estáticos;
- Aplicar a ferramenta de otimização paramétrica do *Ansys*, buscando redução de volume e massa na peça;
- Comparar os resultados obtidos com a geometria inicial e a otimizada;
- Verificar o fator de segurança para vida em fadiga da geometria otimizada, com diferentes carregamentos estáticos e dinâmicos.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

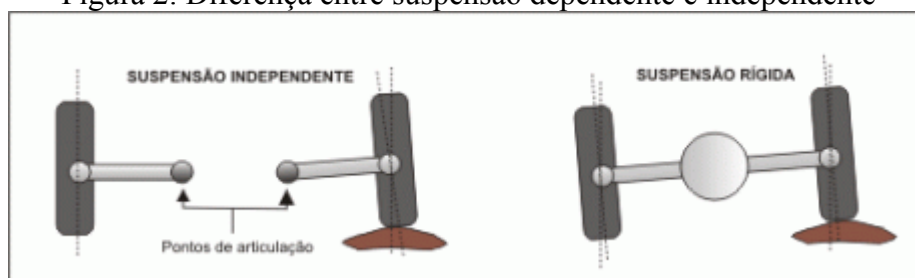
A melhoria do projeto de um componente mecânico parte da análise dos parâmetros que influenciam no seu comportamento estrutural e funcional, com objetivo de ajustá-los para aprimorar o produto final. Para tanto é primordial o conhecimento dos principais parâmetros para o melhor entendimento das análises e resultados obtidos nos processos de otimização do modelo numérico.

Além disso, para a análise estrutural da manga de eixo, utilizando-se o software *Ansys*, é necessário conhecer os fundamentos do funcionamento do componente e do método de elementos finitos utilizados pelo software, a fim de utilizá-lo corretamente e entender suas limitações. Assim, a seguir se descrevem os sistemas associados à manga de eixo e os métodos numéricos utilizados neste trabalho.

2.1. SISTEMA DE SUSPENSÃO

A suspensão é responsável por filtrar as trepidações da roda em contato com o solo. No geral, as suspensões distinguem-se entre dois diferentes tipos, sendo eles, de eixo rígido ou de rodas independentes (GILLESPIE, 1992), como representado pela Figura 2.

Figura 2: Diferença entre suspensão dependente e independente



Fonte: Cambraia, Carvalho e Amaral (2016)

Observa-se que na suspensão rígida o movimento de uma roda interfere no movimento da outra roda e na suspensão independente esse fenômeno não acontece.

Neste trabalho refere-se ao projeto do veículo da equipe baja CEM de 2018, cuja suspensão é independente. Mais especificamente do tipo duplo A. Segundo Reimpell e Stoll

(1996) as vantagens do sistema de suspensão independente são dimensões compactas, facilidade de dirigibilidade, baixo peso, não interferência do movimento de uma roda na outra e uma possível alteração cinemática do ângulo de convergência quando o veículo move-se para frente. O sistema de suspensão do projeto Baja Cem de 2016 é ilustrado na Figura 3

Figura 3: Suspensão dianteira do veículo baja CEM



Fonte: Autor (2018)

Verifica-se que a suspensão tipo duplo A do projeto Baja CEM possui braços com comprimentos desiguais, sistema que segundo Gillespie (1992) oferece a vantagem de melhorar a cambagem na roda externa à curva, contrabalanceando-a devido a rolagem da carroceria, porém comprometendo a cambagem da roda interna à curva.

A suspensão é acoplada à manga de eixo através de terminais rotulares. Dessa forma, as cargas da massa suspensa são transmitidas à manga através destes pontos de montagem.

2.2. SISTEMA DE DIREÇÃO

A função do sistema de direção é atuar nas rodas dianteiras, em resposta aos comandos do motorista a fim de proporcionar controle direcional do veículo (GILLESPIE, 1992). O tipo de construção mais comum é o de pinhão e cremalheira uma vez que esse sistema apresenta simplicidade. Além disso, é possível adicionar assistências para que o condutor realize menos esforço no volante.

No sistema apresentado na Figura 4, o condutor gira o volante, que rotaciona o eixo de direção, acionando o pinhão e que, por sua vez, faz com que a cremalheira, juntamente com os braços de direção, movimentem-se. Estes estão ligados à manga de eixo através de uma junta esférica, fazendo com que as rodas esterçam.

Figura 4: Sistema do tipo pinhão e cremalheira sem assistência



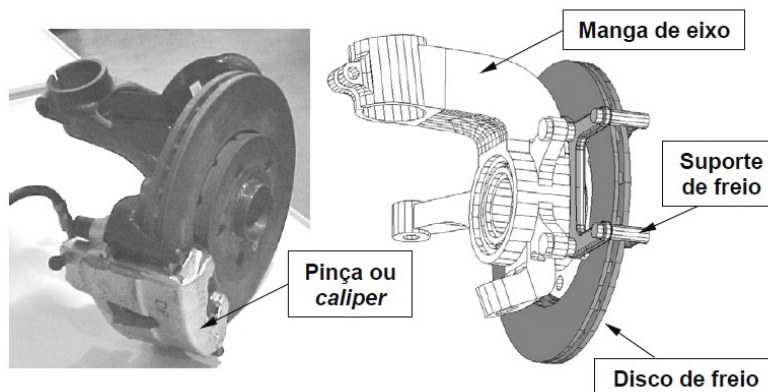
Fonte: Adaptado de Dias (2017)

Nesse tipo de sistema, a relação da direção é dada pela razão entre dentes do pinhão e da cremalheira. Quanto mais dentes tiver o pinhão, menor o esforço que o condutor realiza, porém será necessário aplicar mais voltas no volante. Já, se o pinhão possuir um menor número de dentes, o esforço é maior, entretanto, é necessário realizar menos voltas no volante. O projeto baja CEM utiliza esse tipo de direção e sem assistências.

2.3. SISTEMA DE FREIO

Segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2012), o sistema de freio é um dispositivo para modular ou cessar o movimento de mecanismos rotativos ou do próprio veículo. Os autores citam ainda que a norma brasileira define o sistema de freio como uma combinação de componentes que devem reduzir a velocidade do veículo progressivamente, fazê-lo parar, e se estiver parado, mantê-lo parado. Os tipos de freios mais comuns utilizados na indústria automotiva de veículos de passeio são os freios a tambor e os freios a disco. Sendo o segundo, o tipo utilizado pelo veículo deste trabalho. Este sistema está representado na Figura 5.

Figura 5: Disco de freio acoplado a uma manga de eixo



Fonte: Klava (2003)

Nesse modelo de sistema, as pinças de freio são montadas na manga de eixo e quando o condutor aciona o pedal de freio, as pinças pressionam o disco de freio, que está fixado na roda, gerando uma força de atrito que reduz a velocidade do veículo. O esforço da pinça é suportado pela manga de eixo através dos parafusos de fixação.

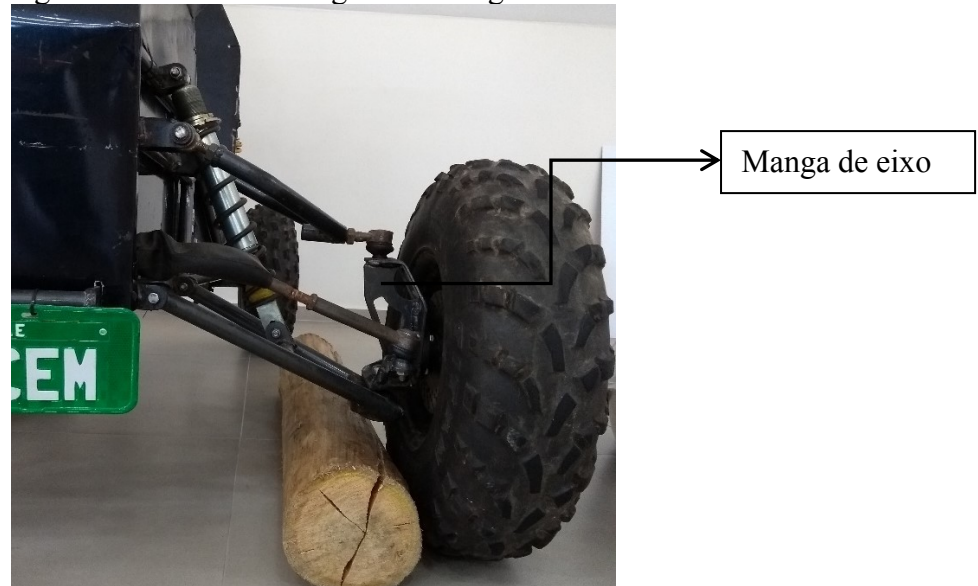
2.4. MANGA DE EIXO

A manga de eixo é um componente estrutural de vital importância no projeto de veículos automotores por estar intrinsicamente ligada à sua dirigibilidade e à segurança veicular. Sua modelagem deve ser capaz de reunir, em uma mesma região, os três sistemas responsáveis pelo controle dos movimentos do veículo, apresentados anteriormente: os sistemas de suspensão, de direção e de freio, como demonstrado na Figura 6.

Observa-se que a manga de eixo está conectando todos os 3 sistemas, como descrito anteriormente, além de ser conectada ao cubo da roda onde fica o rolamento responsável por suportar o eixo que possibilita o movimento de rotação das rodas. Pelo fato da manga ser de grande importância para a estrutura, segurança e dirigibilidade do veículo, a verificação e otimização de seu projeto é de grande importância no desenvolvimento veicular.

Diniz (2017) cita que há diversos tipos e meios de fabricação dependendo da concepção da suspensão, dos processos de fabricação disponíveis e do material utilizado. Considerando que a manga de eixo a ser simulada é a do projeto de 2018 da Equipe Baja CEM, a produção é limitada, necessita ter alta resistência e ser usinável, assim, utilizou-se o aço SAE 4140 que resulta em peças com alta resistência mecânica por unidade de massa.

Figura 6: Local de montagem da manga de eixo



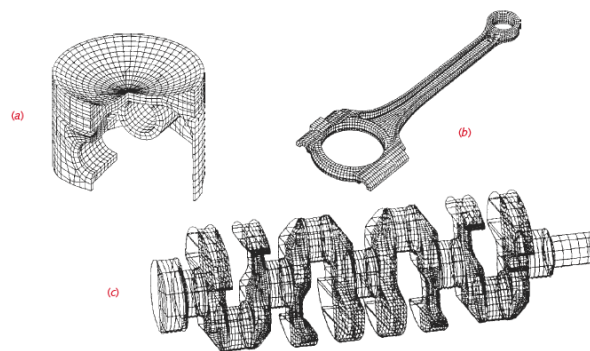
Fonte: Autor (2018)

2.5. O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Segundo Norton (2013), quando a geometria dos componentes mecânicos é simples, com formas cilíndricas, prismáticas, retangulares entre outros, é possível utilizar as técnicas clássicas de solução analítica. Porém, quando os componentes têm geometrias mais complexas o cálculo analítico de tensões e deflexão torna-se difícil ou até impraticável, sendo que o método de elemento finitos possibilita esse cálculo em geometria complexas.

O método de elementos finitos consiste em dividir o volume da geometria complexa em pequenos elementos discretos e resolver um conjunto de equações aplicadas a cada elemento e seus nós, que conectam os elementos entre si. Na Figura 7 podem ser observadas algumas geometrias divididas em elementos finitos, denominada de malha.

Figura 7: Geometrias divididas em elementos finitos



Fonte: Norton (2013)

De acordo com Budynas e Nisbett (2011), a análise de elementos finitos (FEA) discretiza a estrutura em pequenas e bem definidas estruturas elásticas e utilizando funções polinomiais juntamente com operações matriciais. O comportamento elástico e contínuo de cada elemento é desenvolvido em termos das propriedades geométricas e de material do elemento.

Um software de elementos finitos muito utilizado, atualmente, é o *Ansys Workbench*. Essa ferramenta permite a análise de tensões em estruturas, campo eletromagnético e acústico e fluxo de calor e de fluídos. Em seu módulo estrutural, o *Ansys* permite avaliar a resposta da estrutura analisada em termos de tensão ou deformação, seja ela uma montagem ou apenas uma única peça. Essa será a ferramenta utilizada no desenvolvimento desse trabalho.

2.6. PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS (DESIGN OF EXPERIMENTS)

DOE ou design of experiments – planejamento de experimentos – é o nome dado às técnicas utilizadas para orientar a escolha dos experimentos de maneira que eles sejam realizados eficientemente (CAVAZUTTI, 2013). Ansys (2013), também, cita que existe uma ampla gama de algoritmos ou métodos de DOE disponíveis para engenharia. Todas elas têm uma característica em comum: elas tentam encontrar as configurações de amostras de modo que os parâmetros de entrada, aleatórios, sejam explorados da maneira mais eficiente, ou seja, obter os dados necessários com a menor quantidade de amostras, reduzindo tempo e custo dos testes.

De acordo com Antony (2003), em um experimento planejado, o engenheiro ou laboratorista faz mudanças nos parâmetros de entrada e verifica a variação nos parâmetros de saída. Alguns parâmetros de entrada podem não exercer influência sobre os de saída, ter uma influência média ou ter uma forte relação aos parâmetros de saída. O autor cita ainda algumas vantagens da aplicação do DOE na indústria, tais como: redução no tempo de projeto, redução dos custos de manufatura e redução nas taxas de defeito, retrabalho e repetição de testes.

Cavazzuti (2013) apresenta algumas técnicas de DOE, sendo estas as principais técnicas que são utilizadas na prática, são elas:

- Randomized Complete Block Design;
- Latin Square;
- Full Factorial;

- Fractional Factorial;
- Central Composite;
- Box-Behnken;
- Plackett-Burman;
- Taguchi;
- Random;
- Halton, Faure, and Sobol Sequences;
- Latin Hypercube;
- Optimal Design.

Panganiban, Ahn e Chung (2012) realizaram um estudo em uma estrutura de elevação aérea utilizando DOE e, posteriormente, otimização topológica. Os autores obtiveram uma redução de 2.2% em massa e um aumento de 33% na rigidez torcional. Já H.Öktem, T.erzurumlu e H.kurtaran (2005) realizaram um estudo utilizando um método de superfície de resposta juntamente com um algoritmo genético para obter uma condição ótima onde a rugosidade seria mínima em superfícies usinadas, sendo que em seus testes obtiveram uma diminuição de 10% na rugosidade da cavidade de um molde.

A técnica a ser tratada nesse trabalho é a *Central Composite*, que consiste em construir um modelo de segunda ordem (quadrático) para descrever a superfície da resposta do sistema.

2.7. FADIGA

De acordo com Norton (2013) a maioria das falhas em máquinas ocorre devido às cargas variantes no tempo, geralmente, em níveis de tensão significativamente inferiores aos valores de resistência ao escoamento dos materiais. As falhas por fadiga sempre têm início com a propagação de uma pequena trinca, que pode estar presente no material já durante sua manufatura ou pode se desenvolver ao longo do tempo devido às deformações cíclicas em torno de concentradores de tensões, como um entalhe.

Segundo Budynas e Nisbett (2011) as falhas em fadiga ocorrem de maneira súbita e podem ser divididas em 3 estágios. No estágio I ocorre a iniciação de uma ou mais microtrincas, passando para o estágio II onde as microtrincas progridem para macrotrincas e formando superfícies de fratura. Já o estágio III ocorre quando o material remanescente não consegue suportar as cargas, resultando na fratura do componente.

Os autores citam ainda alguns fatores que contribuem para a propagação de trincas tais como:

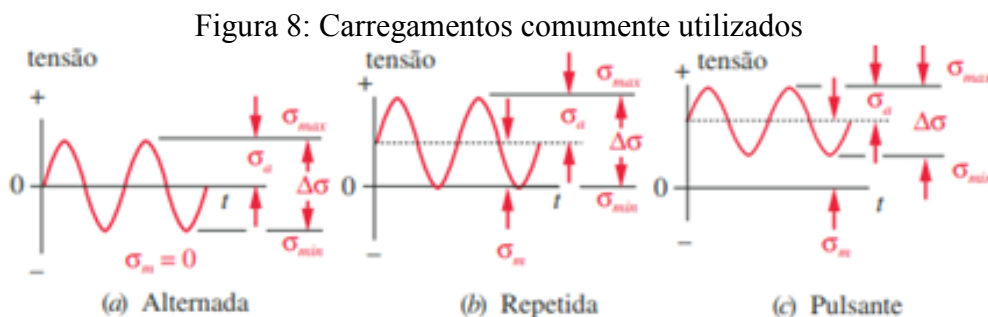
- Mudanças bruscas na seção transversal da peça tais como chavetas e furos;
- Elementos que rolam ou deslizam uns contra os outros sob altas pressões;
- Falhas durante a fabricação, como marcações em locais fragilizado, riscos, rebarbas etc;
- Descontinuidades no material devido ao processo de fabricação.

Assim, é importante que durante o projeto da manga de eixo, evite-se a presença de cantos vivos, adicionando-se raios de adoçamento e que se tenha um bom controle do processo de fabricação.

2.7.1. Cargas em fadiga

De acordo com Norton (2013), qualquer carga variante no tempo pode provocar uma falha devido à fadiga. Porém, a forma do carregamento em função do tempo não tem nenhum efeito significativo na falha por fadiga na ausência de corrosão. Assim, os fatores significativos são a amplitude (e valor médio da tensão no tempo, bem como o número de

ciclos que a peça é submetida. O autor ainda ilustra os 3 tipos de carregamento mais utilizados na Figura 8



Fonte: Norton (2013)

Percebe-se que a principal característica na onda de tensão alternada é o valor da tensão média (σ_m) igual a zero, enquanto que no caso da tensão repetida, a tensão mínima (σ_{min}) é zero, variando até um valor máximo (σ_{max}), e a tensão média (σ_m) é igual a componente alternada (σ_a). Já na onda de tensão pulsante todos os valores são diferentes de zero.

Em casos reais, a função matemática do carregamento no tempo não é definida tão facilmente, podendo ser aleatória. Para obter esses carregamentos em aplicações reais, a peça é instrumentada e são realizadas diversas medições. Norton (2013) cita que na indústria automobilística veículos são instrumentados com acelerômetros, transdutores de força, entre outros, e são submetidos a diversos testes em diferentes superfícies de rodagem para se obter dados sobre o carregamento no tempo.

A manga de eixo, também, é submetida a diversos tipos de esforços e condições que podem provocar um comportamento aleatório da tensão no tempo, porém por não existirem dados sobre os carregamentos aleatórios na manga de eixo do Baja CEM, optou-se por aplicar uma carga pulsante onde os valores variavam de 0,8 até 1,2 do valor de tensão – da condição estática – que a peça é submetida. Outro ponto a se comentar é que a componente de tensão utilizada foi a tensão equivalente de Von Mises visto que, as tensões no componente são multiaxiais e por meio da tensão equivalente de Von Mises converte a tensão multiaxial para uma uniaxial equivalente (BROWELL, 2006). Esse critério é adequado para avaliação ao tipo de falha característico do aço (cisalhamento).

2.7.2. O método tensão vida

Norton (2013) afirma que existem três modelos de falha por fadiga em uso, sendo eles o modelo tensão-número de ciclos (S-N), deformação número de ciclos (E-N) e o modelo da fratura linear-elástica (MFLE). Neste trabalho, o modelo utilizado é o de tensão-número de ciclos, um modelo baseado na tensão, como limite para caracterizar a falha da peça. Busca-se a partir da resistência à fadiga do material e/ou o limite de fadiga para o material que as tensões cíclicas possam ser mantidas abaixo desse nível, de modo que a peça é projetada com base no critério da resistência à fadiga.

O autor cita ainda que a suposição desse modelo é que, como as tensões ficam no regime elástico, não ocorre escoamento local para a propagação de trincas. Norton (2013) afirma que esse modelo é razoavelmente simples de ser implementado e permite o projeto de componente, sob carregamento cíclico, para uma vida infinita, ou seja, que a peça resista mais que 10^6 ciclos.

Para determinar o limite de resistência à fadiga de um material, são realizados testes em corpos de prova, onde estes são solicitados por flexão até falharem. Os resultados do número de ciclos (N) e as tensões (S) que o material falhou são ilustrados em um diagrama S-N. A Figura 9 mostra o diagrama S-N que é baseado em dados experimentais e foi construído com as equações 1, 2 e 3. O material utilizado foi o aço SAE 4140.

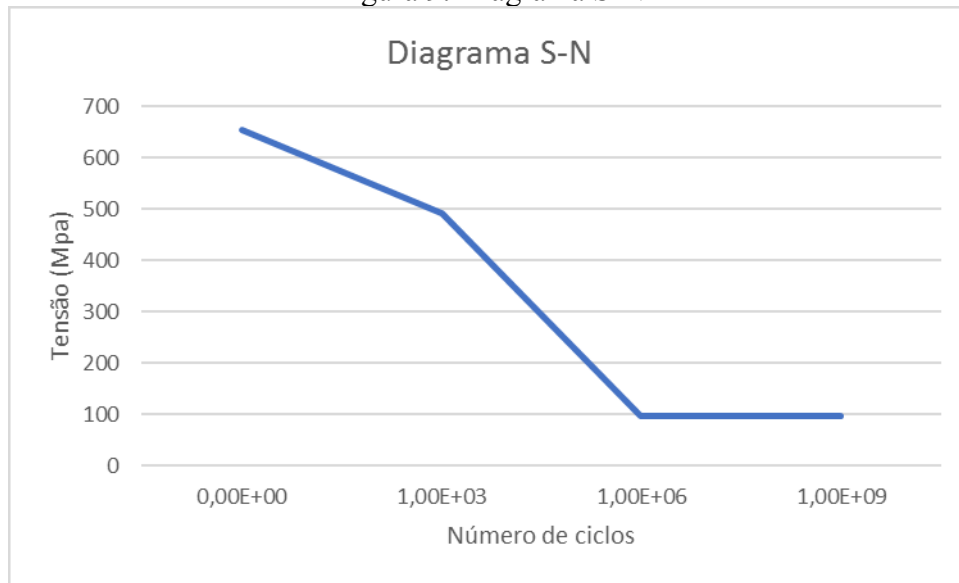
Norton (2013) afirma que há uma divisão entre fadiga de baixo ciclo, alto ciclo e vida infinita. Essas divisões ocorrem na tensão a 10^3 ciclos (S_m), e no limite de vida em fadiga (S_e), em 10^6 ciclos, sendo que esses parâmetros podem ser determinados de maneira analítica. O valor de S_m foi determinado pela equação 1.

$$S_m = 0,75S_{ut} \quad (1)$$

Sendo que:

S_{ut} = Resistência à tração do material

Figura 9: Diagrama S-N



Fonte: Autor (2018)

Já para determinar o S_e é necessário utilizar o limite de fadiga (S_e') que, para aços, é calculado na equação 2.

$$\begin{cases} S_e' \cong 0,5S_{ut} & \text{para } S_{ut} < 1400 \text{ MPa} \\ S_e' \cong 700 \text{ Mpa} & \text{para } S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2)$$

Seguindo com a abordagem apresentada por Norton (2013), após determinar o S_e' , é necessário a aplicação de fatores de correção sendo que eles podem ser encontrados através das equações do APENDICE A. São eles:

- C_{carreg} = Fator de correção devido ao carregamento;
- $C_{tamanho}$ = Fator de correção devido ao tamanho;
- C_{superf} = Fator de correção devido à superfície do material;
- C_{temp} = Fator de correção devido a temperatura;
- C_{conf} = Fator de correção devido a confiabilidade.

Determinados os fatores, pode-se calcular o valor de S_e utilizando-se a equação 3.

$$S_e = C_{carreg} C_{tamanho} C_{superf} C_{temp} C_{conf} S_e' \quad (3)$$

Assim, é possível definir a curva S-N em escala logarítmica através das equações 4, 5, 6 e 7.

$$S(N) = aN^b \quad (4)$$

$$b = \left(\frac{1}{2}\right) \log(S_m/S_e) \quad (5)$$

$$z = \log(N_1) - \log(N_2) \quad (6)$$

$$\log(a) = \log(S_m) - b \log(N_1) \quad (7)$$

Müller (2017) cita que a , b e z são constantes calculadas através das Equações 5, 6 e 7 para definirem a curva S-N, apresentada pela Equação 4. Os valores obtidos para as variáveis e os valores utilizados para os fatores de correção são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1: Valores utilizados para fundamentação de fadiga

Variável	Valor obtido
S_m	491,25 MPa
S_e'	327,50 MPa
C_{carreg}	0,70
$C_{tamanho}$	0,60
C_{superf}	0,81
C_{temp}	1,00
C_{conf}	0,87
S_e	96,59 MPa
b	-0,23
z	3,00

Fonte: Autor (2018)

Os fatores de correção de carregamento e de tamanho assumem que a peça esteja sob tensão normal e que ela seja cilíndrica ou tenha uma geometria que se possa calcular um diâmetro equivalente. Como a peça do projeto está sob variados tipos de solicitação e tem uma geometria complexa, optou-se por utilizar os valores mais conservadores possíveis para esses parâmetros. Considerou-se que a peça teria acabamento usinado para o fator de superfície, que a temperatura de operação é inferior a 450° C para o fator de temperatura e que o nível de confiabilidade é 95%.

2.7.3. Critério de falha

Norton (2013) cita alguns critérios de falha dinâmicos para tensões flutuantes, tais como, o critério de Goodman modificado, Gerber e Soderberg. A equação 8 apresenta o critério de Goodman modificado.

$$\sigma_a = S_e \left(1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) \quad (8)$$

Segundo Norton (2013), o critério de Soderberg é pouco utilizado por ser conservador demais. O modelo de Gerber é um bom ajuste aos dados experimentais, porém, o critério de Goodman modificado é mais conservador e é o mais utilizado no projeto de peças sujeitas a tensões médias em adição a alternadas, portanto, foi utilizado o critério de Goodman modificado neste trabalho.

3. METODOLOGIA

Este capítulo tem como objetivo descrever os passos realizados durante a simulação e otimização da manga de eixo em análise. Para isso dividiu-se a metodologia do trabalho nas seguintes etapas apresentadas na Figura 11.

Figura 10: Metodologia aplicada no trabalho



Fonte: Autor (2018)

Primeiramente buscou-se definir o problema físico, ou seja, definir o comportamento do veículo para que seja possível analisar as forças que atuam nele. Em seguida utilizou-se o software comercial *Ansys* que mostra o comportamento que a peça assume de acordo com os esforços aplicados e posteriormente, realizou-se a análise dos dados apresentados pelo programa.

Já em relação método de elementos finitos, utilizado pelo *Ansys*, aplicou-se a metodologia apresentada na Figura 11 durante sua utilização.

Figura 11: Etapas empregadas no MEF



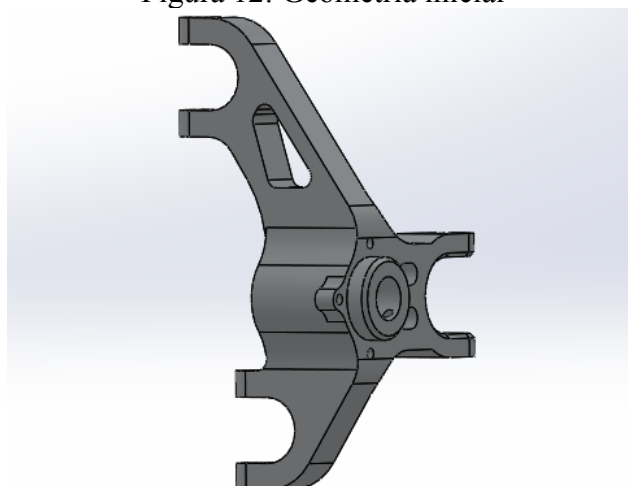
Fonte: Autor (2018)

A análise inicia com a obtenção da geometria inicial e determinação dos esforços sofridos pelo componente. Depois são adquiridos os dados referentes à fadiga do material, e adicionam-se esses dados, bem como as condições de contorno no *Ansys* (Pré-processamento). Gera-se a malha. Posteriormente, realiza-se a simulação, onde os resultados são obtidos (Processamento) e, em seguida, analisados. Após essa etapa, aplica-se a ferramenta de otimização (Pós-processamento). Uma nova geometria é obtida e realiza-se outra simulação e análise dos resultados estruturais com essa geometria.

3.1. GEOMETRIA

A etapa inicial na abordagem do problema foi obter a geometria do componente. Essa geometria foi cedida pela equipe Baja CEM, sendo esta um arquivo de *Solidworks*. A Figura 12 ilustra a peça em seu formato inicial.

Figura 12: Geometria inicial



Fonte: Autor (2018)

Definida a geometria, seguiu-se para a definição das condições de contorno a serem aplicadas no *Ansys*.

3.2. CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para definir as condições de contorno a serem aplicadas no *Ansys*, foi necessário realizar o cálculo dos esforços atuantes na peça de acordo com as definições de projeto. A Tabela 2 mostra os principais parâmetros do veículo.

Tabela 2: Valores das variáveis de projeto

Bitola (mm)	1320,0
Altura do CG (mm)	460,0
Massa do veículo mais piloto (kg)	300,0
Parcela de peso no eixo traseiro	0,5
Distância entre eixos (mm)	1400,0

Fonte: Autor (2018)

Definidos os parâmetros iniciais de projeto, seguiu-se para a próxima etapa onde se calculou os esforços atuantes na manga de eixo.

3.2.1. Esforço devido ao peso do veículo

Para o cálculo dos esforços máximos sofridos pelo veículo, considerou-se que em uma situação extrema, como em um pequeno salto, todo o peso estaria apoiado nas duas rodas

dianteiras. Estas estariam sofrendo um impacto com aceleração de 2,5g. Dessa maneira, com a equação 9, calculou-se a força atuante nas rodas, que foi considerada como sendo a força que atua nos apoios dos rolamentos.

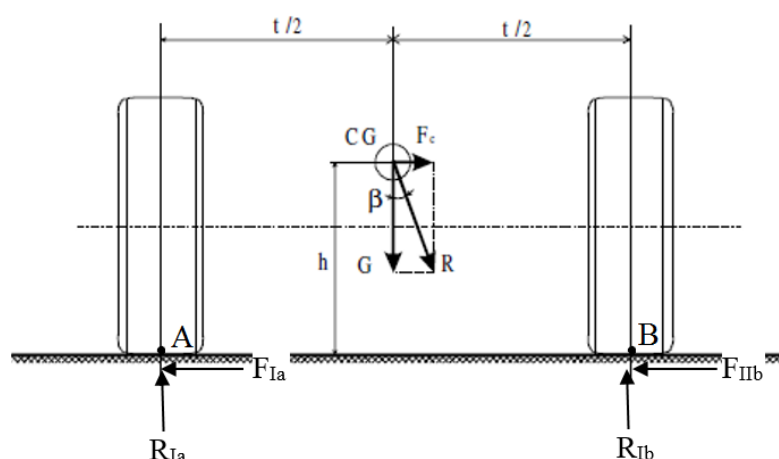
$$F_z = m \cdot a \quad (9)$$

Esse cálculo foi realizado já com o peso do veículo dividido entre as duas rodas, ou seja, 150 kg. Com essas considerações obteve-se um valor de 3678,75 N para F_z . Essa força é aplicada verticalmente na posição do rolamento da roda. Os valores obtidos foram próximos aos observados por Yan (2011), que instrumentou um veículo Baja com extensômetros e obteve valores entre 3200 e 3300N atuando no amortecedor dianteiro do veículo quando este salta em uma rampa com altura de 75cm.

3.2.2. Esforços laterais

Depois de calcular a força atuando nos apoios, calculou-se a máxima força lateral que atua na manga de eixo. Para a execução desse cálculo, baseou-se no fato de que a realização de uma curva de raio ρ percorrida a uma certa velocidade causa uma força centrífuga no veículo (LEAL, ROSA E NICOLAZZI, 2012), sendo que os pneus geram uma força contrária pelo atrito com o solo. A Figura 13 apresenta os esforços atuantes.

Figura 13: Forças atuantes nos pneus



Fonte: Adaptado de Leal, Rosa e Nicolazzi (2012)

Onde,

R_{Ia} : Reação no pneu dianteiro esquerdo;

R_{Ib} : Reação no pneu dianteiro direito;

F_{Ia} : Força lateral no pneu dianteiro esquerdo;

F_{Ib} : Força lateral no pneu dianteiro direito;

F_c : Força centrípeta;

G : Força peso;

t : Bitola;

CG : Centro de gravidade;

h : Altura do CG.

Com as equações 10 e 11, propostas por Leal, Rosa e Nicolazzi (2012), foi possível calcular a força centrípeta (F_c) para um raio de curvatura ρ .

$$a_c = v^2/\rho \quad (10)$$

$$F_c = m(1 - x)a_c \quad (11)$$

Onde,

a_c : Aceleração centrípeta;

v : Velocidade;

x : Parcela de peso no eixo traseiro;

m : massa do veículo mais piloto;

ρ : Raio da curva.

Com a equação de F_c definida, realizou-se o somatório de momentos em relação ao ponto A e chegou-se a equação que define R_{Ib} .

$$R_{Ib} = \frac{mg(1 - x) \left(\frac{t}{2} + \frac{v^2}{\rho} h \right)}{t} \quad (12)$$

E sabendo-se que F_{Ib} é definida pela equação 13, é possível calcular o valor da força lateral.

$$F_{Ib} = R_{Ib} \cdot \mu \quad (13)$$

Onde,

μ : Atrito entre o pneu e o solo.

R_{Ib} : Reação no pneu dianteiro direito.

Considerando-se que o veículo realiza uma curva com raio de 6 m a 25 km/h e que o atrito entre o pneu e o solo para a terra seca varia entre 0,6 e 0,9 (LEAL, ROSA E NICOLAZZI, 2012), utilizando-se 0,7 obteve-se 933,81 N para F_{lib} . Esse valor é associado como uma força transversal na posição do rolamento da roda.

3.2.3. Esforço da direção

Outro esforço que deve ser considerado é o esforço que o braço de direção faz na manga de eixo. Para o cálculo desse esforço utilizou-se a abordagem apresentada por Cruz (2016). Primeiramente, levou-se em conta o esforço que o piloto faz no volante, que nesse caso considerou-se uma situação onde o piloto faria uma força de 20 kgf no volante. Essa força é direcionada para a barra de direção, passando pelo pinhão e chegando no braço de direção, que atua na manga de eixo.

A força na direção é calculada, determinando, com a equação 14, o momento exercido na direção, utilizando a força do piloto e o raio do volante.

$$M = F \cdot d \quad (14)$$

Onde,

F = Força do piloto;

d = Distância do ponto de aplicação da força até o ponto de atuação.

Esse momento atua na barra de direção que é conectada ao pinhão. Assim, utilizando-se o raio do pinhão e a equação 6 novamente, chega-se a força que atua no braço da direção. O valor obtido foi de 455,56 N, sendo esse o esforço atuante na manga de eixo sobre o braço da direção.

3.2.3. Esforços devido à frenagem

Determinada a força lateral, definem-se os esforços de frenagem. Nessa etapa, foi necessária a determinação das resistências que, segundo Leal, Rosa e Nicolazzi (2012), os veículos estão submetidos. São elas:

- Resistência de rolamento (Q_R);
- Resistência de inércia (Q_I);
- Resistência de aclone (Q_S);
- Resistência aerodinâmica (Q_A);
- Resistência mecânica (Q_M).

Para o cálculo da força de frenagem do Baja CEM, desconsideraram-se a resistência aerodinâmica, devido às baixas velocidades, a resistência de aclone, pois se considerou uma pista plana na horizontal, e a resistência mecânica, uma vez que essa resistência atua pouco na perda de potência do veículo e não altera significativamente a força de frenagem nas rodas. Assim, restou a definição de Q_R e Q_I , que foram calculadas com as equações 15 e 16.

$$Q_R = f \cdot G_p \quad (15)$$

$$Q_I = m \cdot a \quad (16)$$

Onde:

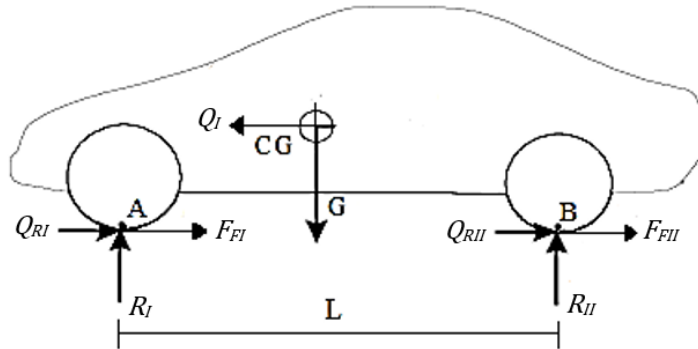
f : Coeficiente de atrito de rolamento entre pneu e via;

G_p : Força peso (normal) sobre o pneu;

a : Desaceleração do veículo.

Leal, Rosa e Nicolazzi (2012) definem o coeficiente de atrito de rolamento variando entre 0,1 e 0,4 para o barro sendo o valor utilizado de 0,2. Considerou-se que a massa do veículo apoiada em cada pneu é de 150 kg, resultando em um G_p de 1.471,5 N e para a desaceleração utilizou-se um valor máximo de 6 m/s^2 . Dessa forma, os esforços atuando sobre o veículo são apresentados na Figura 14.

Figura 14: Esforços atuando durante a frenagem



Fonte: Adaptado de Leal, Rosa e Nicolazzi (2012)

Onde:

Q_{RI} : Resistência de rolamento nos pneus dianteiros;

Q_{RII} : Resistência de rolamento nos pneus traseiros;

F_{FI} : Força de frenagem nos pneus dianteiros;

F_{FII} : Força de frenagem nos pneus traseiros;

L : Distância entre eixos.

Considerando que a distância do CG ao eixo dianteiro e traseiro é igual, ou seja, $L/2$, realizou-se o somatório de momentos em relação ao ponto B. Chega-se na relação apresentada pela equação 17.

$$R_I = \frac{Q_I \cdot h}{L} \quad (17)$$

Leal, Rosa e Nicolazzi (2012) definem que a força de frenagem no pneu é dada pela relação mostrada na equação 18.

$$F_{FI} = \mu \cdot R_I \quad (18)$$

Assim, substituindo a equação 17 na 18, e utilizando-se os valores já citados anteriormente, obteve-se um valor de 414 N para a força de frenagem atuando nos pneus.

Para calcular o torque de frenagem sobre a manga de eixo, utilizou-se o raio da roda de 10,5 polegadas como braço de alavanca e determinou-se o torque de frenagem pela equação 19.

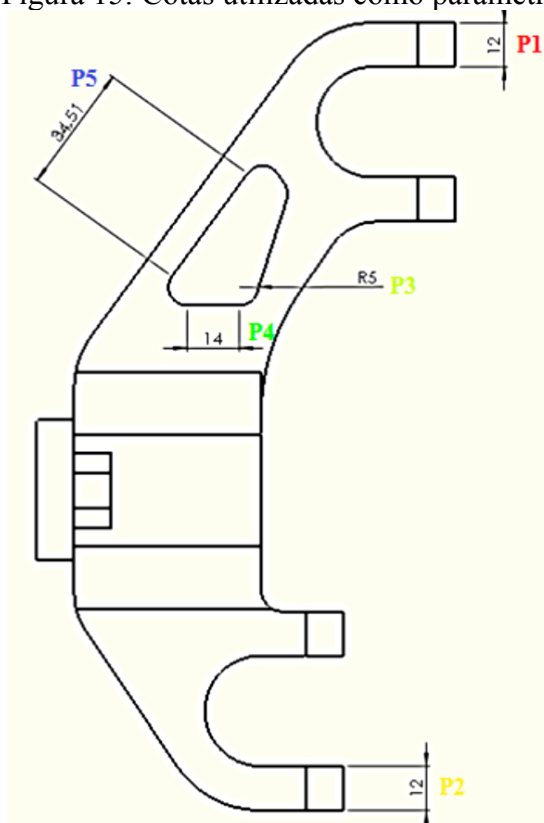
$$T_F = F_{FI} \cdot R_d \quad (19)$$

O valor obtido foi de 110,41 N.m, sendo que esse valor foi aplicado aos 4 parafusos onde é fixado o freio, essa etapa é mostrada mais adiante na configuração do *Ansys*.

3.3. CONFIGURAÇÃO NO ANSYS

O passo inicial para realizar a simulação no software *Ansys* foi nomear as cotas no software *Solidworks* para que essas medidas fossem reconhecidas como parâmetros pelo programa e aplicar a otimização nessas dimensões. A Figura 15 apresenta as cotas que foram nomeadas e utilizadas como parâmetros de otimização.

Figura 15: Cotas utilizadas como parâmetro



Fonte: Autor (2018)

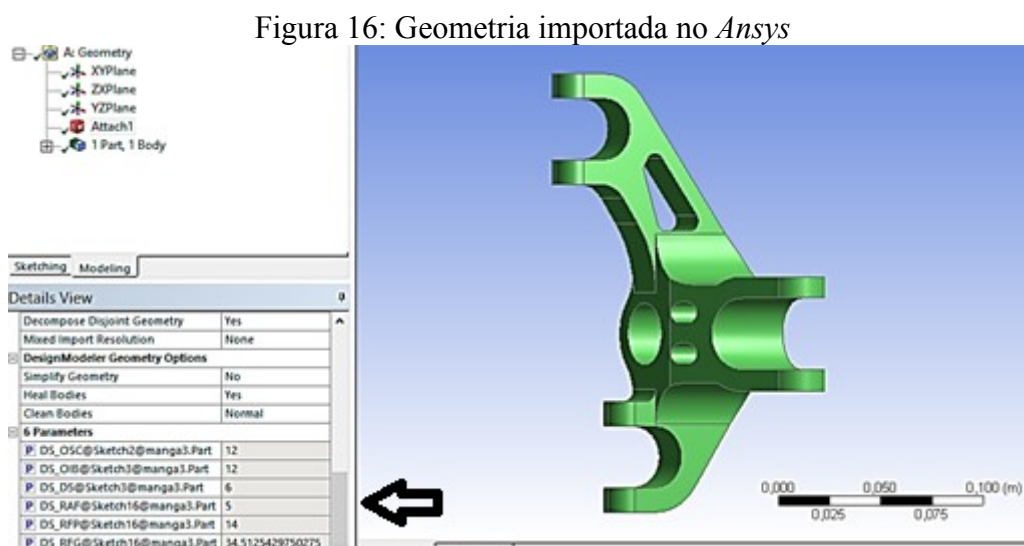
A cada uma dessas cotas foi dado um nome que é reconhecido no *Ansys*. A Tabela 3 apresenta a dimensão inicial e o respectivo nome que foi dado à cota.

Tabela 3: Parâmetros e suas dimensões iniciais

Nome	Dimensão inicial (mm)
DS_OSC@Sketch2 (P1)	12,000
DS_OIB@Sketch3 (P2)	12,000
DS_RAF@Sketch16 (P3)	5,000
DS_RFP@Sketch16 (P4)	14,000
DS_RFG@Sketch16 (P5)	34,513

Fonte: Autor (2018)

Depois de nomear as cotas, a próxima etapa foi importar a geometria do *Solidworks* no *Ansys* utilizando a ferramenta *SpaceClaim* do *Ansys* 16.0. A Figura 16 mostra a geometria importada e os parâmetros reconhecidos.

Figura 16: Geometria importada no *Ansys*

Fonte: Autor (2018)

Observa-se que na figura há um parâmetro a mais (DS_D5@sketch3), porém ele não foi utilizado na otimização e foi desconsiderado, uma vez que a variação desse valor causava pouca mudança na geometria e além disso, provocou erros numéricos em algumas iterações da simulação.

Depois de importar a geometria, foram inseridos os dados referentes ao material e a curva S-N. Rasma (2015) cita que o aço SAE 4140, também conhecido como aço cromo-molibdênio, apresenta alta temperabilidade, má soldabilidade, usinabilidade razoável e boa resistência à torção e fadiga, além disso, é mencionado que esse material é empregado em peças que exigem elevada dureza, resistência e tenacidade, sendo de uso comum na fabricação de peças para automóveis. A Tabela 4 apresenta as propriedades do Aço SAE 4140.

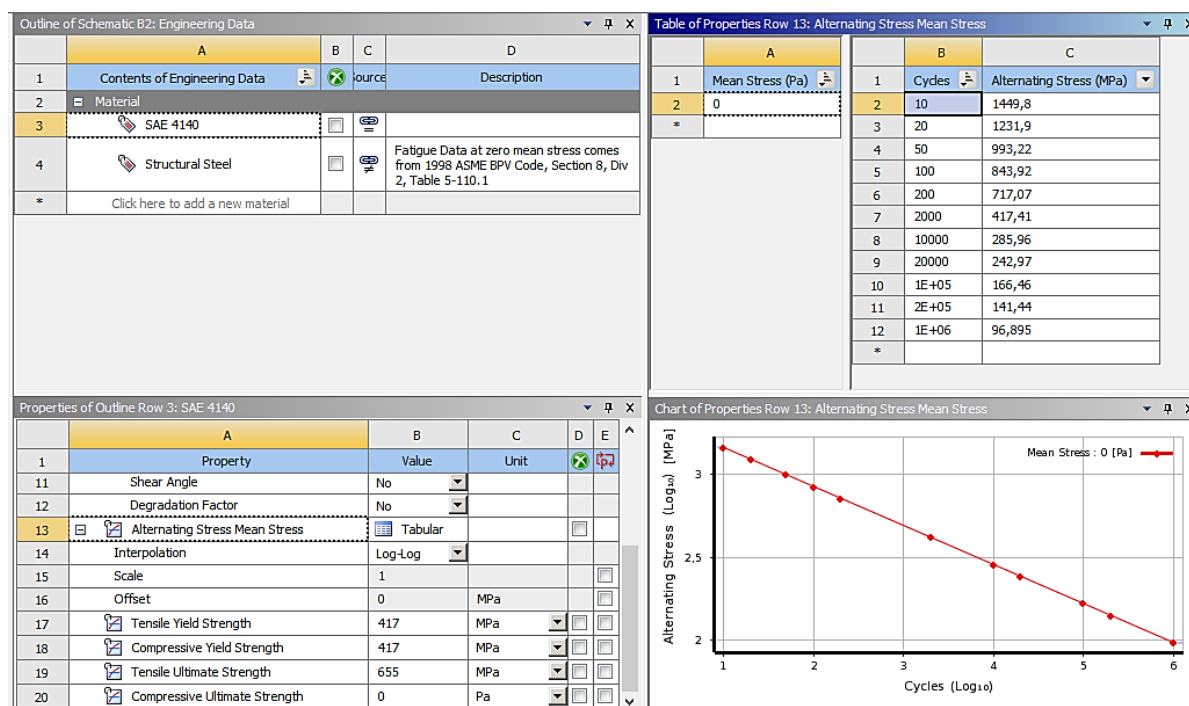
Tabela 4: Propriedades do aço SAE 4140

Propriedades		Condições	
		T(°C)	Tratamento
Densidade (g/cm^3)	7,7- 8,03	25	
Coefficiente de Poisson	0,27- 0,3	25	
Módulo de Young (GPa)	190 – 210	25	
Resistência à tensão (MPa)	655	25	Normalizado a 870°C
Tensão de escoamento (MPa)	417,1		
Alongamento (%)	25,7		
Redução de área (%)	56,9		
Dureza (HB)	197	25	Temperado a 815°C
Resistência a Impacto (J)	54,5	25	Temperado a 815°C

Fonte: Adaptado de Rasma (2015) apud Rocha (2004)

Esses dados do material, bem como a curva S-N em escala Log-Log, calculada com as equações demonstradas anteriormente, foram inseridos nas propriedades de material do programa. A Figura 17 mostra a tabela de propriedades do material introduzidos no *Ansys*.

Figura 17: Propriedades do material inseridas no Ansys

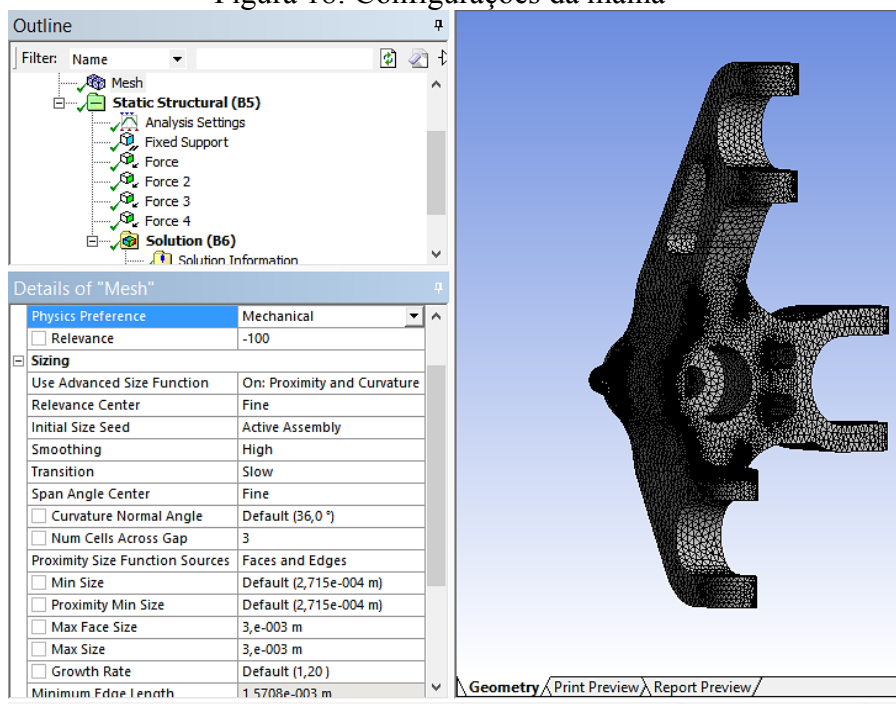


Fonte: Autor (2018)

O próximo passo foi a geração da malha. O *Ansys* gera uma malha automaticamente assim que o módulo *Mechanical* é utilizado e os parâmetros de controle da malha foram

alterados pelo autor para conseguir uma malha mais refinada com um custo computacional aceitável. A Figura 18 apresenta a malha gerada.

Figura 18: Configurações da malha



Fonte: Autor (2018)

As propriedades da malha alteradas pelo autor, utilizando Diniz (2017) como referência, são:

- *Advanced Sizing (on: Proximity and curvature)*: Ajusta elementos segundo gaps e a curvatura da peça;
- *Transition*: Deixado em *Slow* para uma transição mais suave entre os menores e maiores elementos da malha;
- *Max face size*: É o tamanho máximo global dos elementos, arbitrado em 3mm.

O tipo de elemento utilizado foi o da malha padrão gerada pelo *Ansys*, sendo este o tetraédrico de segunda ordem que contém nós nos vértices e no centro das arestas dos elementos. Em seguida, refinou-se mais a malha e realizou-se uma análise de convergência para verificar se a malha não seria uma fonte de erro. A Tabela 5 mostra os resultados obtidos com os esforços estáticos.

Tabela 5: Variação da tensão com o refinamento da malha

Elementos	Tensão máxima de Von Misses (Pa)	Variação da tensão (%)
305280	6,85E+07	
332998	7,02E+07	2,39
340834	7,05E+07	0,52
347006	7,03E+07	-0,34
353543	7,12E+07	1,34
367296	7,17E+07	0,62
415715	7,06E+07	-1,46
475478	7,09E+07	0,40

Fonte: Autor (2018)

Observou-se que desde a malha inicial modificada pelo autor os resultados não variaram muito (<3%), portanto utilizou-se a malha de 340.834 elementos a fim de se obter um menor custo computacional.

Depois de decidir a malha a ser utilizada inseriu-se as condições de contorno. Nessa etapa decidiu-se por dividir a simulação em duas partes, aplicou-se os esforços laterais, da direção e os esforços devido ao peso do veículo na peça (caso 1) e posteriormente realizou-se outra simulação com as mesmas configurações para os esforços de frenagem (caso 2) apenas para verificar se não ocorrem falhas devido ao torque de frenagem. Visto que dificilmente todas essas forças atuariam em conjunto na peça e ela ficaria sobre dimensionada. A Figura 19 mostra as condições de contorno na manga de eixo para o caso 1.

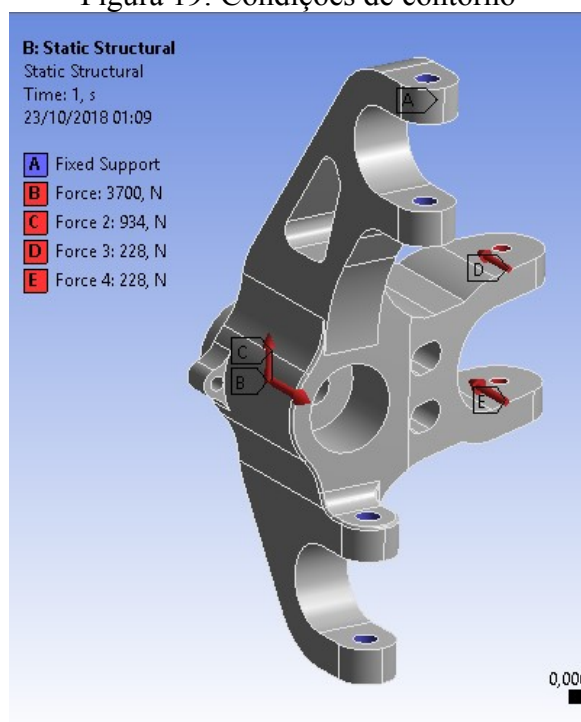
Observa-se, também, que há 4 pontos que foram engastados, isso se deve à consideração de que o carro estaria sofrendo um impacto vertical, assim, a suspensão estaria no fim de curso e esses pontos, que são a fixação dos braços de suspensão, são considerados como engastados nas condições de contorno. O valor do esforço lateral foi colocado no encosto do rolamento e o esforço na direção foi dividido em 2 e aplicado nos 2 pontos de fixação do braço de direção.

3.4 OTIMIZAÇÃO PARAMÉTRICA

De acordo com Ansys (2013), um método muito simples de DOE é o método de *screening*, que consiste na variação de valores superiores e inferiores (2 níveis) de cada variável (fator) de entrada verificando o efeito nas variáveis de saída. Ansys (2013) ainda cita que, embora esse tipo de análise seja popular na indústria, ele descreve apenas um efeito

linear entre as variáveis de entrada e saída. Além disso, ele não caracteriza efeitos entre as variáveis de entrada, se houver.

Figura 19: Condições de contorno



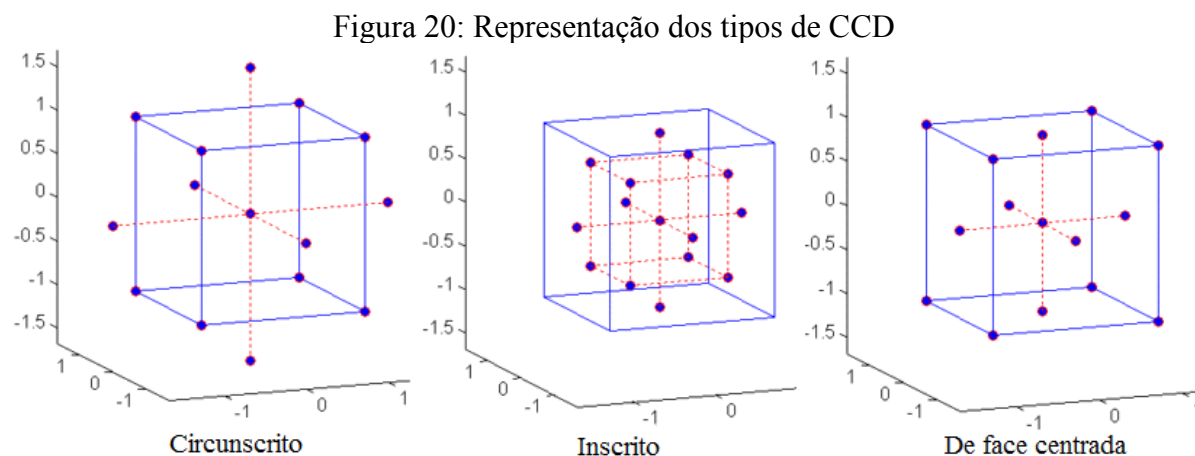
Fonte: Autor (2018)

Para compensar essa insuficiência, inclui-se um ponto central em cada variável de entrada dos experimentos, esse ponto permite a identificação de um efeito quadrático entre as variáveis de entrada e saída, sendo que esse aperfeiçoamento é usualmente conhecido como *response surface design* (RSD) para fornecer um modelo quadrático de respostas. O modelo de resposta quadrática pode ser calibrado usando o planejamento *full-factorial* (todas as combinações de cada nível das variáveis de entrada) com três ou mais níveis, porém, esse método, geralmente, requer mais amostras que o necessário para estimar com precisão os parâmetros do modelo.

Para contornar essa deficiência, desenvolveu-se métodos estatísticos que utilizam 3 ou 5 níveis de cada parâmetro mas sem realizar todas as combinações entre eles. Esses métodos são conhecidos como planejamento fatorial parcial, sendo que os dois mais populares são os *Central Composite Designs* (CCDs) e *Box-Behnken designs* (BBMs) (ANSYS, 2013). Ansys (2013) ainda cita que é um planejamento fatorial parcial de 5 níveis e que há 3 tipos de CDD, sendo eles, CCDs circunscritos, inscritos e de face centrada.

Nos CCDs os valores codificados em 5 níveis de cada fator são representados por $[-\alpha, -1, 0, +1, +\alpha]$, onde $[-1, +1]$ corresponde ao limite físico inferior e superior do espaço do

fator explorado e $[-\alpha, +\alpha]$ estabelece novos limites físicos inferiores e superiores para todos os fatores. No CCD circunscrito o valor de α é maior que 1, já no inscrito, os valores $[-1, +1]$ são os limites físico inferior e superior verdadeiro para os experimentos, e no de face centrada, o valor de α é igual a 1. A Figura 20 apresenta os 3 tipos de CCD.



Observa-se que a figura mostra a variação em 3 níveis dos parâmetros. Durante o desenvolvimento dessa etapa, deixou-se a escolha do DOE no automático e o método utilizado pelo *Ansys* foi o CCD, porém o programa não informa qual deles.

Para realizar a otimização, primeiramente, seleciona-se a opção *Direct Optimization* na *Toolbox* do *Ansys*, depois é necessário configurar o *Design of experiments*. Nessa etapa o programa selecionou automaticamente o CCD para realizar o DOE, e também é nessa etapa onde foram configurados os limites superiores e inferiores para cada variável de entrada. A Figura 21 apresenta essa etapa.

Figura 21: Configuração do DOE

	A	B	C
1	Name	P1 - DS_OSC@Sketch2@manga.Part	P2 - DS_OIB@Sketch3@manga.Part
2	1	9	9
3	2	6	9
4	3	12	9
5	4	9	6
6	5	9	12
7	6	9	9
8	7	9	9
9	8	9	9
10	9	9	9
11	10	9	9
12	11	9	9
13	12	8,15	8,15
14	13	9,85	8,15

A	B
Property	Value
Type	Design Variable
Classification	Continuous
Notes	
Values	
Value	12
Lower Bound	6
Upper Bound	12
Use Manufacturable Values	<input type="checkbox"/>

Fonte: Autor (2018)

A seta mostra os limites superiores e inferiores configurados para *DS_OSC@Sketch2*. Também, é possível observar os parâmetros de saída escolhidos, que são a máxima tensão de Von Misses obtida na simulação e o volume da manga de eixo (linhas 13 e 14 de *Outline of Schematic*). Os limites para as variáveis de entrada são mostrados na Tabela 6.

Tabela 6: Limites para as variáveis de entrada

Variável	Limite inferior (mm)	Limite superior (mm)
DS_OSC@Sketch2 (P1)	6,000	12,000
DS_OIB@Sketch3 (P2)	6,000	12,000
DS_RAF@Sketch16 (P4)	5,000	15,000
DS_RFP@Sketch16 (P4)	14,000	24,000
DS_RFG@Sketch16 (P5)	34,513	55,000

Fonte: Autor (2018)

Depois de definir os limites para as variáveis, determina-se pelo Ansys a tabela de DOE e configura-se os parâmetros de saída na otimização. A Figura 22 apresenta as funções objetivas configuradas na otimização da manga de eixo.

Figura 22: Objetivos da otimização

Table of Schematic C4: Optimization							
	A	B	C	D	E	F	G
1	Name	Parameter	Objective		Constraint		
2			Type	Target	Type	Lower Bound	Upper Bound
3	P7 <= 2,5E+08 Pa	P7 - Equivalent Stress Maximum	No Objective		Values <= Upper Bound		2,5E+08
4	Minimize P8	P8 - Geometry Volume	Minimize		No Constraint		
*		Select a Parameter					

Fonte: Autor (2018)

Observa-se que o objetivo principal foi diminuir o volume da peça, com uma restrição de tensão máxima de Von Misses de 250 MPa. Nessa etapa o *Ansys* utiliza o método de *screening optimization* que utiliza uma abordagem simples de amostragem e escolha dos parâmetros. Geralmente, é utilizado em projetos preliminares, pois é rápido para realizar e encontrar soluções (ANSYS, 2013). O programa foi utilizado com as configurações padrão onde são geradas 1.000 amostras para encontrar 3 candidatos de projeto que melhor representam os objetivos configurados.

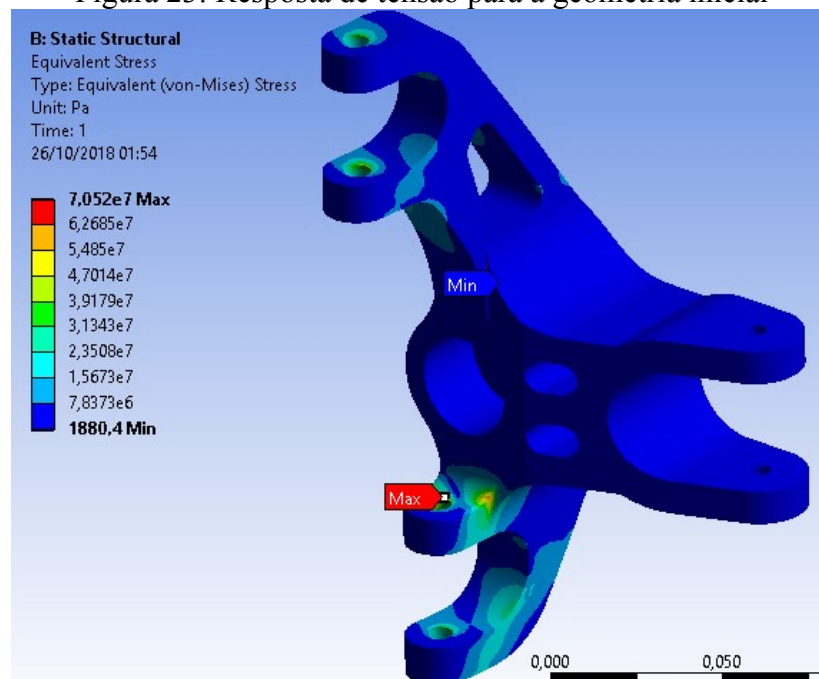
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Esta seção descreve os resultados para a simulação na condição estática (onde as cargas não variam no tempo), otimização da geometria com a ferramenta do *Direct optimization* do *Ansys* e realização da verificação para a condição de fadiga. Obteve-se o comportamento estrutural da peça para essas condições de acordo com os esforços descritos na seção 3.

4.1. RESULTADO OBTIDO EM CONDIÇÃO ESTÁTICA

A primeira resposta obtida foi para a manga de eixo em condição estática com os esforços devido ao peso do veículo, as forças laterais e do sistema de direção (caso 1). Todos aplicados simultaneamente na peça. A Figura 23 apresenta os resultados de tensão de von Mises obtidos na geometria inicial (antes da otimização).

Figura 23: Resposta de tensão para a geometria inicial

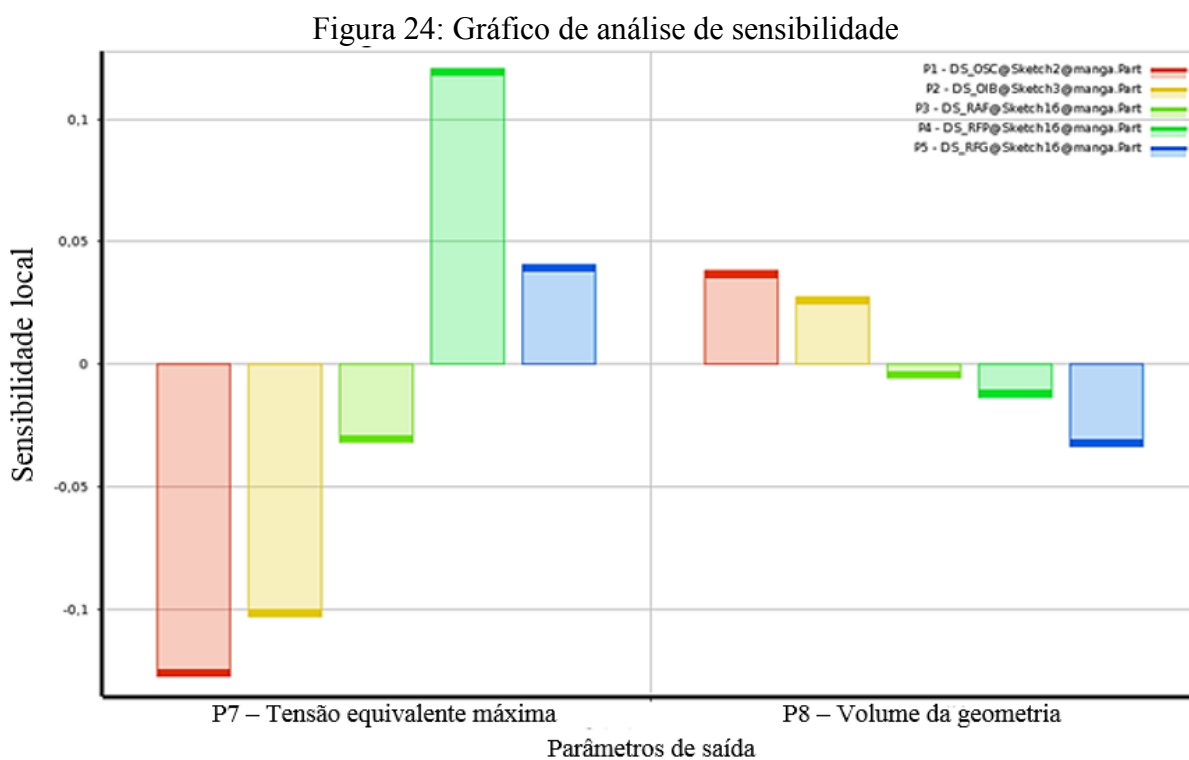


Fonte: Autor (2018)

Observa-se que a tensão máxima obtida foi de 70,5 MPa em um ponto onde a geometria está engastada e há um vértice onde as tensões se concentram. Dividindo-se esse valor de tensão de escoamento do material (S_y), exposto na Tabela 4, pela tensão máxima obtida nessa situação, obteve-se um fator de segurança de 5,9, demonstrando que há margem para otimizar a geometria.

4.2. RESULTADOS OBTIDOS NO DOE E APLICAÇÃO DA OTIMIZAÇÃO

Em seguida, utilizou-se a ferramenta do DOE, onde o *Ansys* gerou diversos resultados para diferentes relações entre as variáveis de entrada e saída. A Figura 24 mostra o gráfico da análise de sensibilidade, esse gráfico demonstra quais são as variáveis de entrada que influenciam mais na saída.



Em um gráfico da análise de sensibilidade os valores podem variar de -1 até 1, sendo que os maiores valores indicam uma forte relação do parâmetro de entrada com a saída e valores negativos indicam uma relação inversamente proporcional à saída. A partir do gráfico observa-se que os parâmetros mais influentes na tensão são P1 e P2 (DS_OSC@sketch2 e DS_OIB@sketch3) e que a relação entre desses parâmetros é inversamente proporcional a

tensão, ou seja, um aumento nos valores de P1 e P2 causam uma diminuição no valor de tensão, visto que o aumento dessas cotas deixa os pontos de fixação da suspensão mais espessos. Já em relação ao volume da manga de eixo, os parâmetros que mais influenciaram foram P1 e P5 (DS_RFG@sketch16), visto que, um aumento na cota P1 causa um aumento de volume na geometria, e um aumento na cota P5 causa uma diminuição do volume da geometria, uma vez que aumentando P5 retira-se material da peça.

Outro dado relevante que o *Ansys* apresenta é a combinação de parâmetros de entrada que proporcionam os valores máximos e mínimos nas variáveis de saída. A Figura 25 apresenta esses dados.

Figura 25: Combinação de variáveis de entrada que proporcionam valores máximos e mínimos na saída

Name	P1 - DS_OSC@Sketch2@manga .Part	P2 - DS_OIB@Sketch3@manga .Part	P3 - DS_RAF@Sketch16@manga .Part	P4 - DS_RFP@Sketch16@manga .Part	P5 - DS_RFG@Sketch16@manga .Part	P7 - Equivalent Stress Maximum (Pa)	P8 - Geometry Volume (m ³)
Output Parameter Minimums							
P7 - Equivalent Stress Maximum Minimum Design Point	12	12	15	14	34,513	5,715E+07	0,00028137
P8 - Geometry Volume Minimum Design Point	6	6	15	24	55	7,2213E+07	0,00025092
Output Parameter Maximums							
P7 - Equivalent Stress Maximum Maximum Design Point	6	6	10	24	34,513	1,2465E+08	0,00026162
P8 - Geometry Volume Maximum Design Point	12	12	5	14	34,513	5,7316E+07	0,00028273

Fonte: Autor (2018)

Observa-se que o menor valor de volume obtido com o modelo de DOE, foi de 25,09E-04 m³. Constatase também que a diferença entre o maior e o menor volume obtido foi de 31,81E-5 m³, o que representa uma variação 12,68%. Já em relação a tensão, o maior valor obtido foi de 124,65 MPa, sendo que, a diferença entre o menor e o maior valor foi de 67,5 MPa, representando uma variação de 118,11%.

Depois de obter as relações entre as variáveis de projeto utilizou-se a ferramenta de otimização, na qual o programa gera 3 combinações de parâmetros que melhor atendem as condições impostas pelo usuário. A Figura 26 mostra as combinações geradas.

Figura 26: Resultados obtidos com a otimização

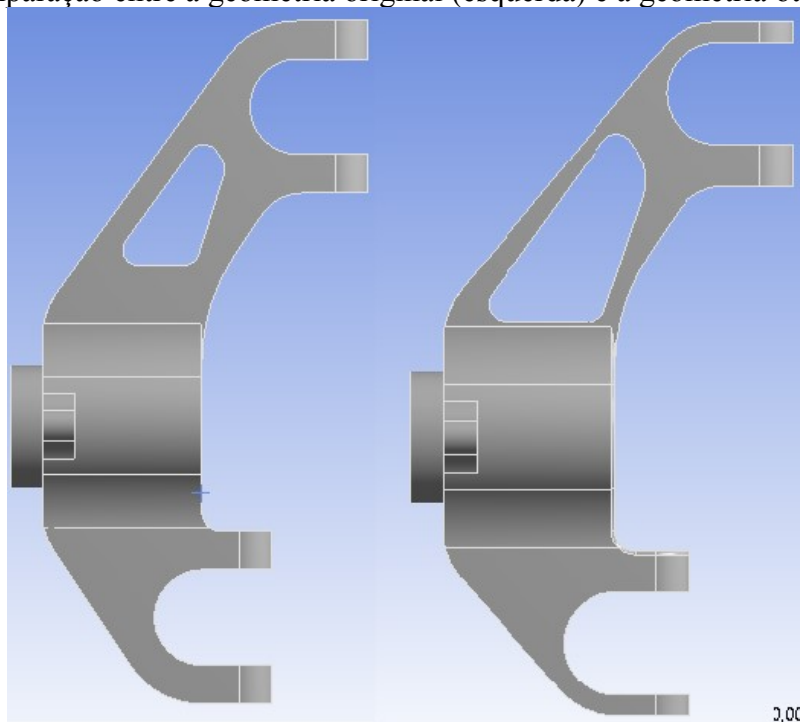
Candidate Points			
	Candidate Point 1	Candidate Point 2	Candidate Point 3
P1 - DS_OSC@Sketch2@manga.Part	6	6,291	6,627
P2 - DS_OIB@Sketch3@manga.Part	6	6,2843	6,5186
P3 - DS_RAF@Sketch16@manga.Part	15	6,9803	13,565
P4 - DS_RFP@Sketch16@manga.Part	24	21,685	22,325
P5 - DS_RFG@Sketch16@manga.Part	55	54,592	52,203
P7 - Equivalent Stress Maximum (Pa)	★★★ 7,2213E+07	★★★ 7,7899E+07	★★★ 7,863E+07
P8 - Geometry Volume (m ³)	★★★ 0,00025092	★★★ 0,00025446	★★★ 0,00025507

Fonte: Autor (2018)

Constata-se que a combinação de parâmetros obtida nas 3 propostas de geometria do programa tem valores próximos para a maioria das variáveis, sendo que a que obtém o menor volume é o *Candidate Point 1*, com um valor de 25,09E-4 m³.

Depois de utilizar a ferramenta de otimização, adicionou-se o *Candidate Point 1* como um *Design Point* e configurou-se esse *Design point* como o padrão da geometria, assim o *Ansys* atualiza as medidas da geometria do *Candidate Point 1* à simulação de elementos finitos, e é possível gerar resultados com esses valores. A Figura 27 ilustra a nova geometria gerada pelo *Ansys*, ao lado da geometria anterior, sendo que mais detalhes das geometrias são apresentados no ANEXO A.

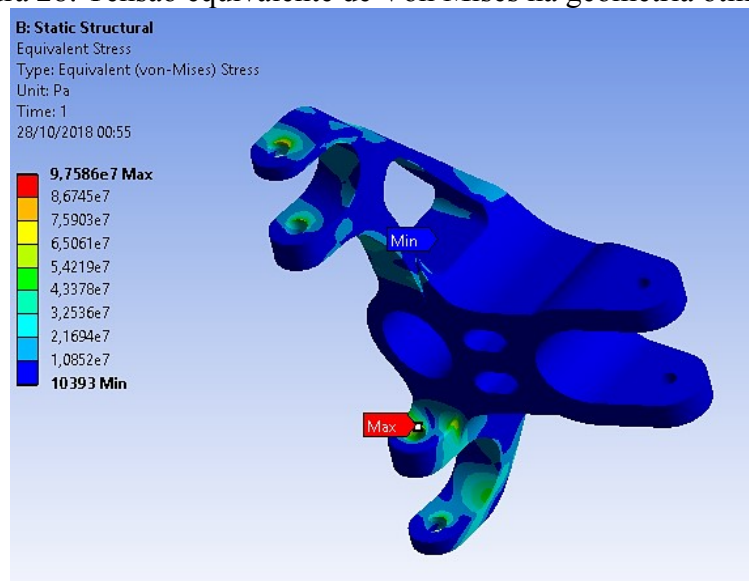
Figura 27: Comparação entre a geometria original (esquerda) e a geometria otimizada (direita)



Fonte: Autor (2018)

Em seguida, simulou-se a condição estática do caso 1 novamente, onde foram obtidos novos valores para volume e tensão equivalente de Von Mises. Também, foram observados os valores de volume e massa, que na geometria inicial eram de $28,28\text{E-4 m}^3$ e $2,22 \text{ kg}$, já na geometria otimizada, os valores são de $25,09\text{E-4 m}^3$ e $1,97\text{kg}$, apresentando uma diminuição de $12,7\%$. A Figura 28 ilustra o resultado obtido para a geometria otimizada.

Figura 28: Tensão equivalente de Von Mises na geometria otimizada



Fonte: Autor (2018)

A Tabela 7 compara os valores obtidos na simulação da nova geometria aos obtidos com a ferramenta de otimização.

Tabela 7: Comparação entre os valores obtidos com a simulação e a ferramenta de otimização

	Tensão equivalente de Von Mises (Mpa)	Volume (m^3)
Valor obtido na ferramenta de otimização	72,21	0,00025092
Valor obtido na simulação com a nova geometria	97,59	0,00025088

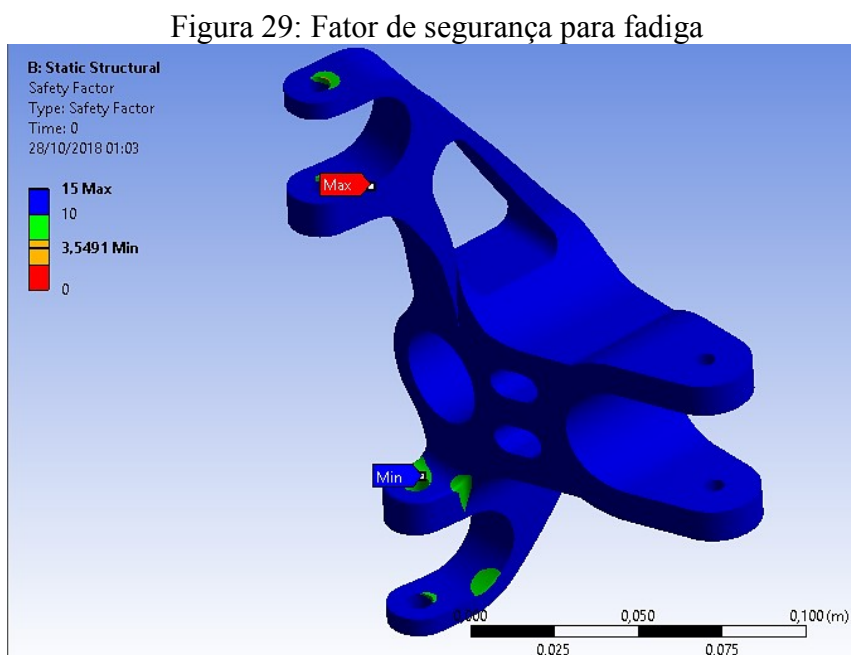
Fonte: Autor (2018)

Observa-se que os valores de tensão obtiveram uma variação significativa, de $35,15\%$ e os valores de volume apresentaram pouca variação, de $0,016\%$. Isso se deve ao fato de que no método da otimização utilizado, o programa ajusta um modelo para descrever a

relação entre as variáveis, mas esse modelo pode conter erros. Porém, os valores obtidos atendem às condições impostas e a ferramenta utiliza um modelo simples que apresenta resultados rápidos, por isso se considera que a ferramenta é aplicável em um projeto preliminar, onde posteriormente é possível refinar o resultado do modelo.

4.3. RESULTADOS PARA VIDA EM FADIGA DO COMPONENTE OTIMIZADO

Depois de otimizar a geometria, aplicou-se a ferramenta de fadiga para verificar se a peça atingiria vida infinita e o respectivo valor do fator de segurança para vida em fadiga. A Figura 29 apresenta os resultados para o fator de segurança em fadiga para uma tensão flutuante conforme item 2.7.1. Cargas em fadiga.

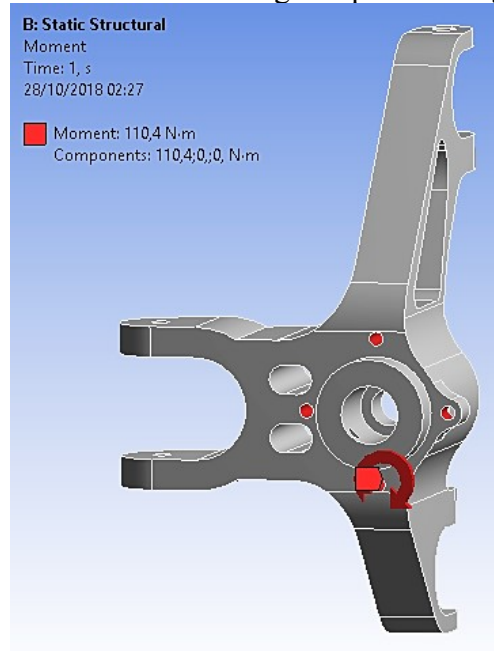


Fonte: Autor (2018)

Observa-se que a peça atinge a vida infinita e obtém um fator de segurança de 3,55 de vida em fadiga para essas condições de carregamento, sendo que, os menores valores foram obtidos nos pontos de maior tensão, como esperado. No ponto onde o menor valor ocorreu, há um canto vivo, que concentra tensão fazendo com que a sensibilidade a fadiga seja maior que o resto da geometria, onde os valores para o fator de segurança foram consideravelmente mais altos.

Em seguida, realizou-se a mesma simulação para a condição de frenagem (caso 2). A Figura 30 mostra os esforços aplicados na geometria.

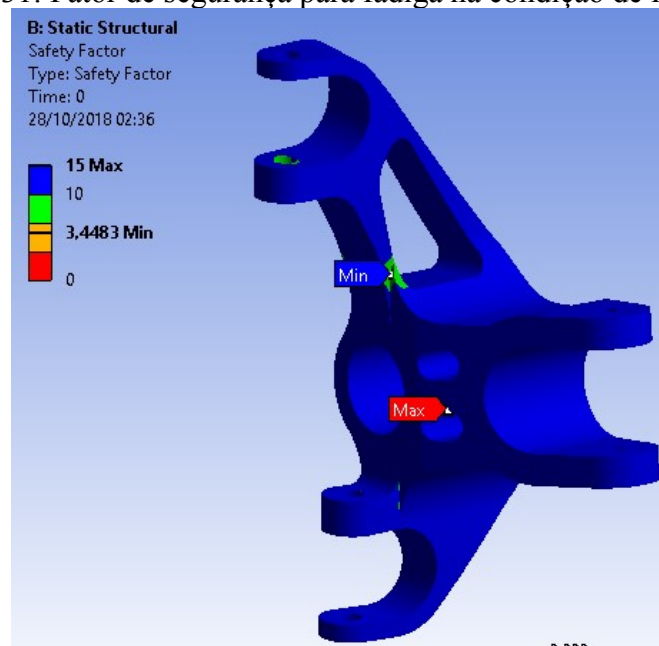
Figura 30: Momento de frenagem aplicado na geometria



Fonte: Autor (2018)

Após adicionar os esforços, executou-se as configurações na ferramenta de fadiga. A Figura 31 mostra os resultados obtidos.

Figura 31: Fator de segurança para fadiga na condição de frenagem



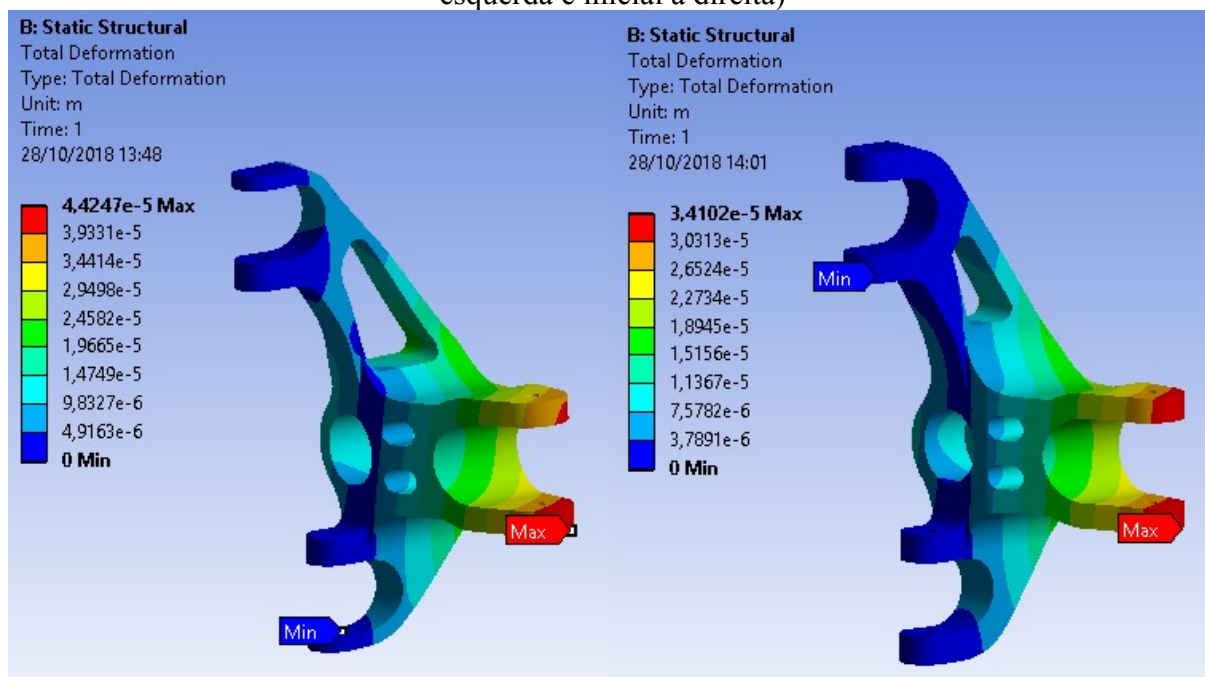
Fonte: Autor (2018)

Nota-se que desta vez, o valor mínimo ocorreu em um ponto que foi otimizado. Nesse ponto há um concentrador de tensão e a parede do furo tornou-se mais fina, porém a peça continua apresentando vida infinita nessa condição, com um fator de segurança de 3,45.

4.4. RESULTADOS DE ALONGAMENTO

Outro dado verificado foi o alongamento total da geometria inicial e final devido às cargas estáticas do caso 1. A Figura 32 compara os resultados obtidos nas duas situações, inicial (direita) e otimizada (esquerda).

Figura 32: Comparação dos resultados de alongamento nas duas geometrias (otimizada à esquerda e inicial à direita)



Fonte: Autor (2018)

Observa-se que os maiores alongamentos acontecem nos pontos onde a força da direção é aplicada, por essa área ser submetida à flexão e esses esforços estarem mais distantes dos pontos de engaste aplicados nas condições de contorno.

Constata-se também, que o valor de alongamento máximo obtido na geometria otimizada é de 0,0442mm, o que representa um aumento de 29,75% em relação à geometria original, porém esse valor continua sendo pequeno, confirmando que a geometria otimizada atende esse requisito, uma vez que esse valor de alongamento não causa falha funcional na peça.

5 CONCLUSÃO

Por meio dos resultados apresentados conclui-se que a geometria da manga de eixo resiste aos esforços aplicados e, portanto, é viável sua fabricação e uso. Quanto à magnitude dos esforços aplicados e aos fatores de segurança obtidos infere-se que a abordagem aplicada foi conservadora e, mesmo assim, os fatores de segurança foram relativamente altos, o que é conveniente uma vez que o veículo será usado em superfícies irregulares, com carregamentos aleatórios com impactos e, por consequência, a manga de eixo sofre variados tipos de esforços dinâmicos.

Referindo-se ao método de otimização da geometria, concluiu-se que o objetivo de diminuir o volume e, simultaneamente massa, foi atingido satisfatoriamente e foram produzidos resultados de volume final bem próximos daqueles verificados na simulação com a geometria otimizada. Contudo, levando-se em conta os resultados obtidos para a tensão equivalente de Von Mises, que era um valor limitante na otimização, verificou-se uma variação considerável de valores, quando comparado com a simulação da geometria otimizada. Isso demonstra que o método utilizado pode apresentar resultados, por vezes, não muito precisos. Porém, ele é de fácil aplicação, produz resultados rapidamente e atendeu aos limites de valores impostos pelo autor. Por isso, constata-se que o método é aplicável em uma abordagem preliminar. Mas, atenta-se que o engenheiro que emprega a ferramenta deve ter consciência das limitações e variações nos resultados do programa.

Por fim, verificou-se que o método de elementos finitos é de grande importância no projeto de um componente mecânico, pois ele proporciona facilidade em análises de engenharia e pode diminuir a quantidade de protótipos necessários na validação de um projeto, reduzindo consideravelmente o tempo e custos de projeto. Contudo, constatou-se que apesar da razoável facilidade para produzir resultados utilizando o método de elementos finitos, é indispensável que o usuário tenha experiência da aplicação e conhecimentos dos princípios do método e tenha senso crítico dos resultados apresentados pelo software.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Após o término do trabalho, verificou-se que existem diversas possibilidades de melhorar o modelo utilizado e cita-se algumas sugestões para trabalhos futuros:

- Estudar a interação da manga de eixo com os outros componentes ligados a ela, tais como juntas esféricas e amortecedor;
- Instrumentar o veículo com acelerômetros para entender as cargas que o veículo é submetido e aplicá-las no modelo;
- Realizar simulações com dados de outros materiais disponíveis à área automotiva;
- Utilizar mais variáveis de entrada na otimização paramétrica, visto que algumas partes da peça estão solicitadas com baixa tensão;
- Modificar a geometria buscando retirar pontos de concentração de tensão;
- Utilizar métodos de otimização mais complexos que produzem um resultado melhor de otimização;
- Explorar outra abordagem de otimização, a partir de ferramentas da otimização topológica.

REFERÊNCIAS

ANSYS. **ANSYS Mechanical User's Guide**. Canonsburg: Sas Ip, Inc., 2013

ANTONY, Jiju. **Design of Experiments for engineers and scientists**. Springeelsevier Science & Technology Books-verlag, 2003.

BROWELL, Raymond; HANCQ, Al. **Calculating and displaying fatigue results**. Canonsburg: Ansys, Inc, 2006.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**. 8. ed. São Paulo: Mc Graw Hill, 2011.

CAMBRAIA, Bruno; CARVALHO, Amanda; AMARAL, Pedro. **Entenda o projeto estrutural da suspensão dos carros Fórmula SAE**. 2016. Disponível em: <<https://www.formulaufmg.com.br/single-post/2016/07/05/Saiba-mais-sobre-a-Suspens%C3%A3o-de-um-F%C3%B3rmula>>. Acesso em: 08 ago. 2018.

CARVALHO, Marcos Vicente de; FARIA, Marco Túlio. **Análise por elementos finitos de mangas de eixo de suspensão automotiva sob carregamento cíclico**. In: Congresso nacional de engenharia mecânica, 6p.2010, Campina Grande.

CAVAZUTTI, Marco. **Optimization Methods**. Berlin Heidelberg: Springer-verlag, 2013.

CHOLLET, Henri Marcel. **Curso prático profissional para mecânicos de automóveis: O veículo e seus componentes**. Hemus, 2005.

CRUZ, Samuel Igor Jablonski. **Dimensionamento e otimização de uma manga de eixo dianteira para o projeto baja sae**. 2016. 40 p. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Faculdade Horizontina, Horizontina-RS, 2016.

DIAS, Anderson. **Funcionamento e Detalhes do Sistema de Direção tipo Pinhão e Cremalheira**. 2017. Disponível em: <<http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2017/01/funcionamento-e-detahes-do-sistema-de-direcao-tipo-pinhao-e-cremalheira/>>. Acesso em: 09 ago. 2018.

DINIZ, Pedro Alves. **Projeto de um conjunto de mangas de eixo para um veículo de fórmula SAE**. 2017. 185 p. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, 2017.

Foto do veículo Baja CEM. 2018. Disponível em: <<https://www.facebook.com/baja.cem/photos/a.170016633103368/1552547268183624/?type=3&theater>>. Acesso em: 09 nov. 2018.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Estados Unidos da América: Society Of Automobile Engineers, 1992.

H.ÖKTEM; T.ERZURUMLU; H.KURTARAN. Application of response surface methodology in the optimization of cutting conditions for surface roughness. **Journal Of Materials Processing Technology**. Kocaeli, Turkey, p. 11-16. dez. 2005.

KLAVA, Behno. **Desenvolvimento das etapas de análise e otimização estrutural de uma manga de eixo**. 2003. 105 p. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2003.

LEAL, Longuinho da Costa Machado; ROSA, Edison da; NICOLAZZI, Lauro Cesar. **UFSC Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Florianópolis: Departamento de Engenharia Mecânica da Ufsc, 2012.

MÜLLER, Tiago Augusto Meurer. **Análise de vida em fadiga de ponta de eixo traseiro utilizando o método de elementos finitos**. 2017. 51 p. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

PANGANIBAN, Henry; AHN, In-gyu; CHUNG, Tae-jin. **Multi-phase Design Optimization of a Long Range Aerial Lift Boom Structure**. In: WORLD CONGRESS ON ENGINEERING. London, U.K. 2012.4 p.

RASMA, Eline Tourinho. **Caracterização estrutural e mecânica do aço aisi/sae 4140 tratado sob diferentes tratamentos térmicos**. 2015. 128 p. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia e Ciência dos Materiais, Universidade Estadual do Norte Fluminense, Campo dos Goytacazes, 2015.

REIMPELL, Jornsens; STOLL, Helmut. **The Automotive Chassis: Engineering Principles**. Great Britain: Society Of Automotive Engineers, Inc. 1996.

ROCHA, Marcos Antônio de Carvalho. **Análise das Propriedades Mecânicas do Aço SAE 4140 com Estrutura Bifásica**. Dissertação de Mestrado, 2004.

YAN, Lawrence Tack Wen. **Análise estrutural utilizando o método de elementos finitos de componentes do veículo Baja SAE submetidos a esforços de fadiga**. 2011. 147 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

APÊNDICE A – dados para os fatores de correção para fadiga

Todos os dados utilizados foram obtidos de Norton (2013).

Fator de correção devido ao carregamento:

$$\text{Flexão: } C_{carreg} = 1,0$$

$$\text{Força normal: } C_{carreg} = 0,7$$

Fator de correção devido ao tamanho:

$$\text{Para } d \leq 8\text{mm: } C_{tamanho} = 1,000$$

$$\text{Para } 8\text{mm} \leq d \leq 250\text{mm: } C_{tamanho} = 1,189d^{-0,097}$$

$$\text{Para tamanhos maiores: } C_{tamanho} = 0,600$$

Onde:

D= Diâmetro

Fator de correção devido a superfície:

$$C_{superf} \cong A(S_{ut})^b$$

Onde A e b são coeficientes retirados da Tabela AP1.

Tabela AP1: Coeficientes para o cálculo do fator de superfície

Acabamento superficial	Para S_{ut} em MPa, use		Para S_{ut} em kpsi (não em psi), use	
	A	b	A	b
Retificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Fonte: Norton (2013)

Fator de correção devido a temperatura:

Para $T \leq 450^{\circ}\text{C}$: $C_{temp} = 1$

Para $450^{\circ}\text{C} < T \leq 550^{\circ}\text{C}$: $C_{temp} = 1 - 0,0058(T - 450)$

Onde:

T= temperatura

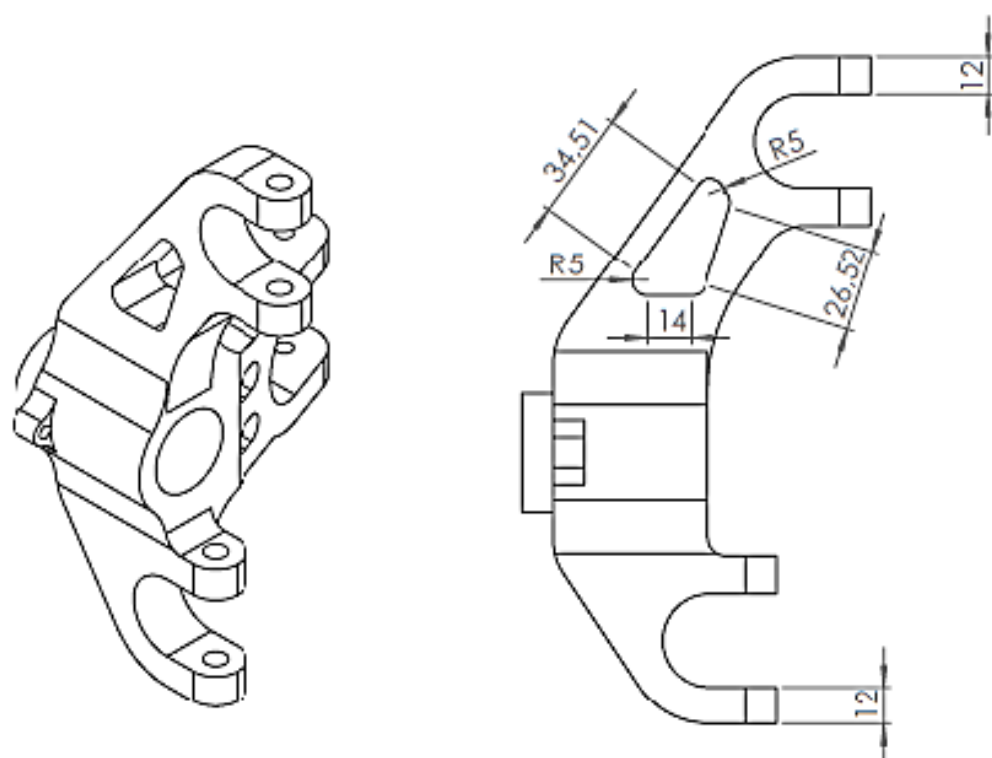
Fator de correção devido a confiabilidade:

C_{conf} é escolhido de acordo com a confiabilidade, sendo que seus valores são apresentados na tabela AP2.

Tabela AP2: Valores de C_{conf}	
Confiabilidade %	C_{conf}
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Fonte: Norton (2013)

ANEXO A – GEOMETRIAS INICIAL E FINAL



Geometria inicial

Escala:

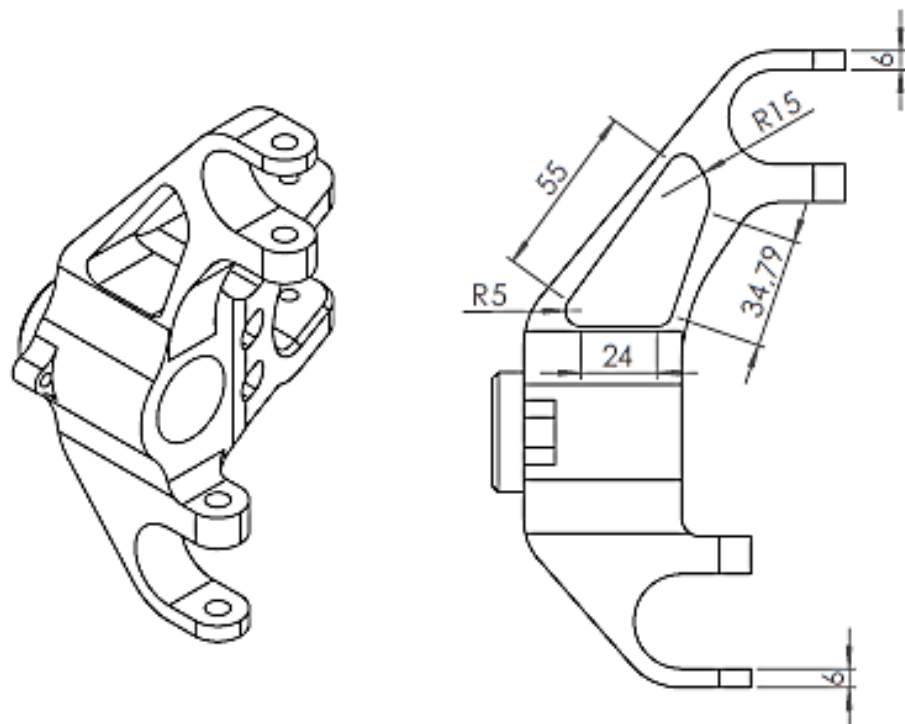
1:2

Dimensiões:

mm

Substitui o des. n.º

Substituído por:



Geometria optimizata

Escala:

1:2

Dimensiões:

mm

Substitui o des. n.º

Substituido por: